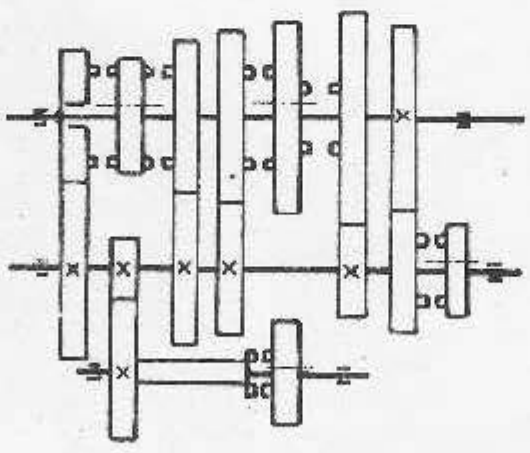
MINISTERUL INVATAMINTULUI SI STIINTEI
UNIVERSITATEA „DUNAREA DE JOS" GALATI

Ing. BIRSAN IULIAN

CUTII DE VITEZE AUTO CU AXE FIXE

(Indrumar de proiectare)



GALATI-1992

P R E F A T A

Indrumarul ocaţiune datele necesare proiectării cutiilor de viteze auto cu axe fixe.

Autorul îndrumarului îşi propune să vină în ajutorul studenţilor la întocmirea proiectului de an la disciplina ORGANE DE MASINI.

Totodată prin acest îndrumar autorul urmăreşte diversificarea temelor de proiect,înlocuind astfel "clasicul" reductor de turaţie cu roţi dinţate, cu o cutie de viteze auto cu axe fixe.

Prezentul îndrumar încearcă să grupeze la un loc toate datele necesare întocmirii proiectului astfel încît , să înlăture neajunsurile provocate de lipsa literaturii de specialitate cu care sînt confruntaţi studenţii(mai ales pentru calculul de dimensionare - a angrenajelor).

Greutăţile întîmpinate la întocmirea acestui proiect sînt uneori mai mari decît la altele, ele fiind cauzate nu atît de gradul de dificultate real al proiectului, cît mai ales de lipsa de experienţă a celui ce execută proiectul.

Autorul mulţumeşte prof.dr.ing. Mihai Jăscanu pentru observaţiile şi sugestiile făcute în cadrul recenzării lucrării, precum şi colectivului catedrei Organe de maşini, care sub o formă sau alta a sprijinit editarea prezentului îndrumar.

Mulţumiri se cuvin aduse şi doamnelor ing.Lorena Tomescu, tehn.Octaviana Coman,Elena Zeta, Iliana Popescu pentru ajutorul acordat în redactarea prezentului îndrumar.

Autorul,

Referenţi ştiinţifici,

Prof.dr.ing. Mihai Jăscanu

S.L. ing. Spînu Constantin

Dactilografiat: Coman Octaviana

Grafica: Zeta Elena 7e %

Popescu Iliana 2e %

Ing. Tomescu Lorena 1e %

Corectat: S.L.ing. Bîrsan Iulian

S.L.ing. Spînu Constantin

As. ing. Ciortan Sorin

C U P R I N S

pag.

1. INTRODUCERE 5
1.1. Generalităţi 5
1.2. Destinaţia cutiei de viteze 5
1.3. Scurt istoric privind evoluţia cutiilor de viteze 5
1.4. Clasificarea cutiilor de viteze 5
1.5. Parametrii minimi necesari proiectării schimbătorului de viteze 6
2. CALCULUL TRACTIUNII AUTOMOBILULUI 6
2.1. Stabilirea parametrilor iniţiali ai calculului tracţiunii 6
2.1.1. Greutatea proprie a automobilului 6
2.1.2. Determinarea greutăţii totale a automobilului şi repartizarea ei pe punţi 7
2.1.3. Alegerea pneurilor şi calculul razelor de rulare 7
2.1.4. Coeficientul aerodinamic şi aria secţiunii transversale 9
2.1.5. Randamentul transmisiei 9
2.2. Calculul puterii motorului 10
2.3. Caracteristicia exterioară a motoarelor cu ardere internă 10
2.3.1. Noţiuni generale. Tipuri 12
2.3.2. Metode pentru trasarea caracteristicii exterioare 13
2.3.2.1. Determinarea caracteristicii exterioare prin calculul puterii la viteză maximă 15
2.3.2.2. Determinarea curacterictiicii exterioare prin calculul puterii la viteză minimă de deplasare pe pantă maximă
2.4. Verificarea compertării motorului în priza directă pe panta maximă 15
3. PROIECTAREA CINEMATICA A SCHIMBATORULUI DE VITEZE 16
3.1. Determinarea raportului de transmitere al angrenajului principal 16
3.2. Etajarea schimbătorului de viteze 16
3.2.1. Determinarea raportului de transmitere al schimbătorului de viteze în treapta I 16
3.2.2. Stabilirea numărului de trepte şi determinarea raţiei de etajare 17
3.2.3. Calculul rapoartelor de transmitere ale trepteler de viteze 18
3.3. Scheme de organizare a schimbătorului de viteze 19
3.3.1. Schimbătoare de viteze cu trei arbori 19
3.3.1.1. Schimbătoare de viteze cu trei trepte 19
3.3.1.2. Schimbătoare de viteze cu patru trepte 19
3.3.1.3. Schimbătoare de viteze cu cinci trepte 19
3.3.2. Schimbătoare de viteze cu doi arbori 19
3.3.3. Treapta pentru mersul înapoi 23
3.3.4. Schema de organizare cu schimbător de viteze suplimentar(mecanism reductor) 24
3.4. Determinarea numărului de dinţi ai roţilor dinţate şi definitivarea rapoartelor de transmitere 24
3.4.1. Determinarea numărului de dinţi,considerînd roţile cu dinţi drepţi 25
3.4.2. Determinarea numărului de dinţi în cazul schimbătorului cu roţi cu dantură mixtă 25
3.5. Determinarea numărului de dinţi pentru angrenajul transmisiei principale organizată după soluţia"totul în faţă" sau "totul în spate" 26
4. PROIECTAREA ORGANOLOGICA A SCHIMBATORULUI DE VITEZE 27
4.1. Regimuri de calcul ale transmisiei automobilului 27
4.2. Angrenajele schimbătorului de viteze 27
4.2.1. Materiale 27
4.2.2. Calculul roţilor dinţate cilindrice 28
4.2.2.1. Dimensionarea angrenajelor cilindrice 29
4.2.2.2. Calculul elementelor geometrice ale angrenajelor cilindrice 30
4.2.2.3. Verificarea angrenajelor cilindrice 31

pag.

4.2.2.4. Forţe în angrenajele cilindrice 29
4.2.3. Calculul roţilor dinţate conice cu dinţi curbi 46
4.2.3.1. Dimensionarea angrenajelor conice cu dinţi curbi 46
4.2.3.2. Calculul elementelor geometrice ale angrenajelor conice cu dinţi curbi 46
4.2.3.3. Calculul de verificare a roţilor conice cu dinţi curbi 46
4.2.3.4. Forţe în angrenaje conice cu dinţi curbi 46
4.3. Arborii schimbătorului de viteze 47
4.3.1. Materiale 47
4.3.2. Schema de încărcare a arborilor cutiei de viteze 47
4.3.3. Arborele primar 48
4.3.3.1. Construcţia arborelui primar 48
4.3.3.2. Calculul arborelui primar 50
4.3.4. Arborele intermediar 50
4.3.4.1. Construcţia arborelui intermediar 50
4.3.4.2. Calculul arborelui intermediar 50
4.3.5. Arborele secundar 54
4.3.5.1. Construcţia arborelui secundar 54
4.3.5.2. Calculul arborelui secundar 54
4.3.6. Calculul arborilor la solicitări compuse 54
4.3.7. Calculul deformaţiilor la încovoiere 55
4.3.8. Calculul asamblărilor cu caneluri 57
4.4. Lagărele schimbătorului de viteze 57
4.4.1. Generalităţi 57
4.4.2. Calculul rulmenţilor schimbătorului de viteze 61
4.5. Sisteme de cuplare a treptelor 65
4.5.1. Cuplarea treptelor prin roţi dinţate cu deplasare axială(roţi baladoare) 65
4.5.2. Cuplarea treptelor prin mufe de cuplare simple 65
4.5.3. Cuplarea treptelor prin mufă de cuplare cu dispozitiv tip roată liberă 66
4.5.4. Cuplarea treptelor cu mufe de cuplare cu dispozitiv de sincronizare 68
4.5.4.1. Construcţia şi funcţionarea sincronizatoarelor 68
a) Sincronizator conic cu presiune constantă 68
b) Sincronizator conic cu inerţie 69
b1) Sincronizator conic cu inerţie cu inele de blocare 69
b2) Sincronizator conic cu inerţie cu bolţuri de blocare 71
4.5.4.2. Elemente de calcul ale sincronizatoarelor 72
4.5.4.2.a. Calculul unghiului de înclinare al elementelor de blocare 71
4.5.4.2.b. Determinarea momentului de frecare dintre suprafeţele conice de fricţiune ale sincronizatoarelor cu inerţie 72
4.5.4.2.c. Determinarea momentului de inerţie I_s şi $I_p(I_{p'})$ 73
4.5.4.2.d. Calculul suprafeţelor conice de fricţiune 74
4.5.4.2.e. Calculul cuplajului dinţat 75
4.5.5. Cuplarea treptelor prin ambreiaj polidisc 76
4.6. Cartorul schimbătorului de viteze 76
4.7. Ungerea schimbătorului de viteze 77
4.8. Sistemul de acţionare a schimbătorului de viteze 77
4.9. Calculul randamentului schimbătorului de viteze 79
4.9.1. Randamentul angrenării dinţilor 79
4.9.2. Randamentul lagărelor 79
4.9.3. Randamentul datorită antrenării uleiului 79
4.9.4. Randamentul global 79
4.10. Calculul termic al schimbătorului de viteze 79
PLANŞE ŞI ANEXE 80
BIBLIOGRAFIE 86

1. INTRODUCERE

1.1. Generalități

Transmisia unui automobil este formată din totalitatea elementelor prin care puterea dezvoltată de motor este "transmisă" la roțile motoare ce pun în mișcare autovehiculul.

Transmisia unui automobil cuprinde:

- ambreiaj;
- schimbător de viteze(cutie de viteze);
- transmisie longitudinală;
- transmisie principală sau angrenaj în unghi;
- diferențial;
- arbori planetari.

1.2. Destinația cutiei de viteze

Schimbătorul de viteze făcînd parte din transmisia autovehiculului are ca scop:

- să modifice forța de tracțiune în funcție de variația rezistențelor la înaintare;
- să inverseze sensul de rotație a arborelui secundar(asigurînd mersul înapoi a autovehiculului fără inversarea sensului de rotație a motorului);
- decuplarea motorului de restul transmisiei;
- să permită deplasarea autovehiculului cu viteze reduse ce nu pot fi asigurate de motorul cu ardere internă,(ce are o turație minimă stabilă relativ mare).

1.3. Scurt istoric privind evolutia cutiilor de viteze

Pînă în anul 1900, cutiile de viteze, aveau două curele care transmiteau puterea prin două roți cu diametre diferite, realizîndu-se astfel două trepte de viteză. Intre 1900-1908 au apărut cutiile de viteze cu roți dințate, la început cu două trepte pentru mersul înainte și una pentru mersul înapoi, după care, în următorii 10 ani, au apărut cutiile de viteze planetare.

După primul război mondial concomitent cu îmbunătățirea cutiilor de viteze cu roți baladoare (prin utilizarea sincronizatoarelor) au apărut cutii de viteze cu variație continuă a raportului de transmitere și automatizarea comenzii de schimbare a vitezelor.

1.4. Clasificarea cutiilor de viteze

a) - după modul de variație a raportului de transmitere

- schimbătoare de viteze cu trepte (etaje), la care variația raportului de transmitere este discontinuă. Aceste schimbătoare de viteze pot fi cu axe fixe (simple), la care arborii au axa geometrică fixă sau planetare, la care axele arborilor execută o mișcare de revoluție în jurul unui ax central. După numărul treptelor de viteze pot fi cu trei, patru, cinci sau mai multe trepte.
- schimbătoare de viteze fără trepte (continue sau progresive), care asigură între anumite limite o variație continuă a raportului de transmitere. Aceste schimbătoare de viteze după principiul de transformare a momentului sînt:mecanice (de tipul cu fricțiune sau cu impulsuri), hidraulice (hidrodinamice sau hidrostatice) sau electrice;
- schimbătoare de viteze combinate - o asociere între un schimbător de viteze fără trepte și unul cu trepte, de regulă între un schimbător hidrodinamic(hidrotransformator) și un schimbător mecanic în trepte(de obicei planetar).

b) după modul de schimbare al treptelor de viteze, schimbătoarele de viteze pot fi:

- schimbătoare de viteze cu acționare directă, la care schimbarea treptelor se face în general manual sau cu ajutorul unui servomecanism;
- schimbătoare de viteze cu acționare semiautomată;
- schimbătoare de viteze cu acționare automată, la care schimbarea vitezelor se face automat, în funcție de condițiile de mers, asigurînd automobilului regimul optim de mișcare în ce privește calitățile dinamice sau economice. In prezent cele mai răspîndite la automobile sînt schimbătoarele de viteze în trepte cu axe fixe și cu acționare mecanică (datorită unei construcții nu prea complicate cu un randament ridicat (82...92)%, permițînd obținerea variației raportului de transmitere în limitele necesare la un preț relativ scăzut.

1.5. Parametrii minimi necesari proiectării schimbătorului de viteze

Tema de proiectare a transmisiei autovehiculului în general,(respectiv a cutiei de viteze) trebuie să cuprindă:

a) parametrii și performanțele principale ale autovehiculului

1. sarcina utilă Gu [N]- capacitatea de transport pentru autocamioane,iar pentru autoturisme și autobuze numărul de persoane și greutatea bagajului;
2. viteza maximă V max [Km/h] pe care autovehiculul trebuie să o realizeze pe o șosea orizontală, în ultima treaptă de viteză;
3. unghiul maxim al pantei, α_{max}, ce trebuie urcată în prima treaptă a schimbătorului de vite-

ze(vezi tabelul 1.1);

4. valoarea pantei maxime, p_{max}, pe care autovehiculul trebuie să o ridice în priza directă (p_{max}=0,03...0,05 [2]).

b) Caracteristici tehnice de organizare generală a automobilului şi de exploatare

1. tipul automobilului (autoturism, autobuz, autocamioane etc.);
2. tipul motorului de acţionare (cu aprindere prin scînteie sau cu aprindere prin compresie);
3. tipul transmisiei (mecanică, hidraulică etc.);

Tabel 1.1.

Nr.punţilor motoare	α_{max} °
1	17.... 19°
≥2	28.... 32°

Proiectarea schimbătorului de viteze comportă:

- calculul la tracţiune a automobilului ce constă în determinarea caracteristicilor tehnice ale motorului de acţionare (cap.2).
- proiectarea cinematică ce constă în determinarea raportului de transmitere al angrenajului principal, etajarea schimbătorului de viteze, alegerea schemei de organizare, determinarea numărului de dinţi ai roţilor dinţate şi definitivarea rapoartelor de transmitere (cap.3).
- proiectarea organologică ce constă în calculul de dimensionare-verificare a roţilor dinţate calculul arborilor, alegerea şi verificarea rulmenţilor, calculul dispozitivelor de cuplare a treptelor (sincronizatoarelor) precum şi proiectarea sistemului de acţionare(cap.4).

2. CALCULUL TRACŢIUNII AUTOMOBILULUI

Calculul tracţiunii urmăreşte determinarea parametrilor principali ai motorului şi ai transmisiei autovehiculului astfel încît acesta să fie capabil să realizeze performanţele impuse în tema de proiectare.

2.1. Stabilirea parametrilor iniţiali ai calculului tracţiunii

Parametrii iniţiali se stabilesc pe baza performanţelor şi caracteristicilor tehnice din tema de proiectare. Stabilirea acestor parametri se face pe baza unui studiu prealabil al organizării de ansamblu al automobilului şi pe baza verificării datelor statistice privitoare la automobilele cu caracteristici şi performanţe apropiate.

2.1.1. Greutatea proprie a automobilului G_o [N] se referă la automobilul complet echipat şi alimentat, fără încărcătură şi persoane la bord. Determinarea greutăţii proprii a automobilului se face pornind de la sarcina utilă (indicată în tema de proiectare) adoptînd coeficientul de utilizare a greutăţii:

$$G_o = \eta_G G_u \qquad (2.1)$$

Cu cît valoarea coeficientului de utilizare este mai mică, cu atît construcţia este mai raţională.

Automobilele actuale cu greutatea totală (Ga) de 7ooo...9ooo daN au coeficientul de utilizare a greutăţii $\eta_G \sim 1$, iar cele cu greutatea totală mai mare η_G =0,7o...o,85. În cazul autotrenurilor coeficientul de utilizare se apropie de 1,3.

Valoarea coeficientului de utilizare poate fi adoptată şi conform fig.2.1.

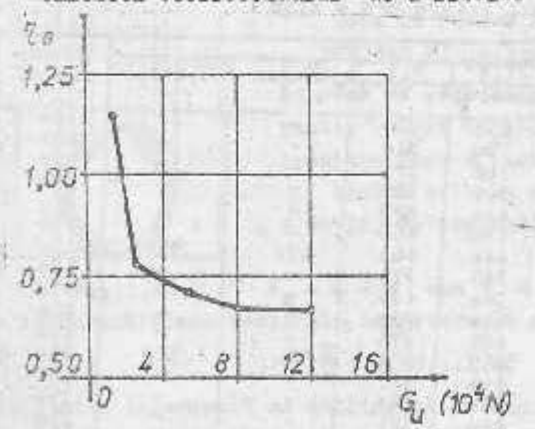


Fig.2.1.

În [2] se dă coeficientul de utilizare a greutăţii pentru autocamioanelor şi autobasculantelor fabricate în România.

Greutatea proprie a automobilului se poate determina şi cu ajutorul unor relaţii experimentale [2,3].

2.1.2. Determinarea greutăţii totale a automobilului şi repartizarea ei pe punţi Ga [N]

Greutatea totală a automobilului se poate determina cu următoarele relaţii:

- pentru autocamioane:

$$Ga = Go + Gm + 75o\ n \quad [N] \qquad (2.2)$$

unde: n este numărul de locuri în cabina conducătorului auto;

- pentru autobuze urbane:

$$Ga = Go + 75o(n_1 + n_2 + 2) \quad [N] \qquad (2.3)$$

unde: n_1 este numărul de scaune, n_2 numărul de pasageri în picioare;

- pentru autobuze interurbane:

$$Ga = Go + 75o(n+1) + Gb \quad [N] \qquad (2.4)$$

unde: n este numărul de locuri pe scaune; G b greutatea bagajelor ;

- pentru autoturisme:

$$Ga = Go + 75o\ n + G\ b \quad [N] \qquad (2.5)$$

Tabelul 2.1.

Dimensiuni principale şi sarcini de încărcare ale anvelopelor în construcţie diagonală-balon pentru autoturisme şi autoutilitare(H/B=1)

Simbolul anvelopei (B-d) inoi	Pliuri echiv. (PR)	Diametrul exterior (D_u), mm	Presiuni de regim, în daN/cm²										Viteza maximă, km/h
			1,2	1,4	1,7	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,5	3,0	
			Sarcini pe anvelopă în daN										
5,50-16	4	695± 6	370	390	420	440	450	-	-	-	-	-	120
6,00-16	6	730± 6	455	465	495	515	525	535	540	550	560	-	120
6,50-16	6	748± 6	495	515	545	565	575	585	595	605	625	-	120
7,50-16	6	788± 6	-	-	-	-	-	685	695	705	725	775	120

Tabelul 2.2.

Dimensiuni principale şi sarcini de încărcare ale anvelopelor convenţionale pentru autocamioane, autobuze, troleibuze şi remorci auto

H/B =1

Simbolul anvelopei (B-d) inoi	Pliuri echiv. (RP)	Diametrul exterior D_u mm	Presiuni de regim, în daN/cm²											Vit. max. km/h
			Sarcini pe anvelopă, în daN											
			4,0	4,5	4,75	5,0	5,25	5,50	5,75	6,0	6,25	6,50	6,75	7,00	
8,25-15	12 14	840±8						1900	2050	2150 2150		2300		2450	50
9,00-16	8 10	898±8	1270	1340											60
9,75-18	12 14	995±8			1900 1900	1975 1975	2050 2050	2125	2200						100
7,50-20	8 10 12	932±8	1150 1150	1250 1250	1290 1290	1330 1330	1370 1370	1400 1400	1550	1770					100
8,25-20	10 12 14	968±8	1325 1325	1425 1425	1475 1475	1525 1525	1570 1570	1615 1615	1660 1660	1700 1700	2000				100
9,00-20	10 12 14	1020±8	1600 1600	1700 1700	1750 1750	1800 1800	1850 1850	1900 1900	1950 1950	2000 2000	2175	2350			100
10,00-20	12 14 16	1050±10		1895	1955	2015	2075	2135	2190	2245	2300 2300	2500	2700	2900	100 80
11,00-20	12 14 16	1080±10		2100	2175	2250	2325	2400 2400	2470 2470	2535 2535	2600 2600	2820	3040	3250	100 80 80
12,00-20	14 16 18	1118±10				2500	2575	2650	2725	2820	2910	3000 3000	3375	3750	80
14,00-20	18 20	1240±10								3450 3450	3575 3575	3700 3700	3850 3850	4000 4000	80
11,00-24	14 16	1181±10								2700	2800	2900 2900	3000	3100	80
12,00-24	14 16	1220±10				2775 2775	2875 2875	2975 2975	3075 3075	3150	3225	3300			80

Tabelul 2.3.

Dimensiuni principale şi sarcini de încărcare ale anvelopelor în construcţie diagonală-superbalon pentru autoturisme şi autoutilitare H/B = 0,95

Simbolul anvelopei (B-d) inoi	Pliuri echiv. (PR)	Diametrul exterior D_u mm	Presiuni de regim, în daN/cm²							Viteza maximă km/h
			1,2	1,4	1,7	1,9	2,1	2,3	2,2	
			Sarcini pe anvelopă, în daN							
5,20-10	4	508±6	175	200	240	255	275	-	-	120
5,20-12	4	558±6	195	225	270	290	310	-	-	135
5,30-13	4	582±6	215	245	290	315	335	-	-	150
5,60-13	4	606±6	250	280	330	360	385	-	-	150
5,90-13	4	613±6	280	315	370	400	425	-	-	150
6,40-13	4	639±6	315	355	415	440	465	-	-	150
6,40-13	6	639±6	315	355	415	440	465	490	510	150
5,20-14	4	618±6	240	270	315	345	375	-	-	150
5,60-14	4	626±6	265	300	350	380	405	-	-	150
5,90-14	4	642±6	295	330	385	410	430	-	-	150
6,40-14	4	666±6	335	375	435	465	495	-	-	150
6,40-14	6	666±6	335	375	435	465	495	520	545	150
5,60-15	4	650±6	280	315	370	400	425	-	-	150
5,90-15	4	668±6	310	350	405	435	460	-	-	150
6,40-15	4	692±6	355	395	460	490	520	-	-	150
6,40-15	6	692±6	355	395	460	490	520	545	570	150
6,70-15	4	710±6	395	435	500	530	560	-	-	150
6,70-15	6	710±6	395	435	500	530	560	585	610	150

Dimensiuni principale și sarcini de încărcare ale anvelopelor. în construcție radială(seria milimetrică)pentru autoturisme(H/B=0,82) Tabelul 2.4.

Simbolul anvelopei	Lățimea secț. max. mm	Diametrul exterior mm	Presiuni de regim, în daN/cm²													Viteza maximă km/h
			1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	
			Sarcini pe anvelopă, în daN														
145 SR 12	147	544± 8	210	230	250	270	285	300	315	325	335	340	345	350	355	-	
155 SR 12	157	552+ 8	220	240	260	280	300	320	335	350	360	370	380	390	395	400	
145 SR 13	147	568+ 8	-	260	275	290	305	320	335	350	360	375	-	-	-	-	
155 SR 13	157	576+ 2	-	270	285	305	320	335	355	370	390	405	425	-	-	-	
165 SR 13	167	598+ 8	-	295	315	335	355	375	395	410	420	430	440	450	460	470	
175 SR 13	178	610+ 8	-	315	335	355	375	395	415	430	450	475	495	520	-	-	
155 SR 14	157	602+ 8	-	280	300	315	335	355	370	390	410	430	445	-	-	-	180
165 SR 14	167	624+ 8	-	320	340	360	380	400	420	435	445	455	465	475	485	495	
175 SR 14	178	636+ 8	-	345	370	395	415	435	455	475	490	505	520	530	540	550	
185 SR 14	188	652+ 8	-	-	400	425	450	475	500	525	540	550	560	570	580	590	
145 SR 15	147	618+ 8	-	290	310	325	340	360	375	390	400	415	-	-	-	-	
155 SR 15	157	628+ 8	280	300	320	340	360	380	395	410	425	435	445	455	465	475	
165 SR 15	167	648+ 8	-	345	365	385	405	42[illegible]	445	460	470	480	490	500	510	520	
175 SR 15	178	660+ 8	-	365	385	405	425	4[illegible]	465	485	505	525	550	570	-	-	

unde n este numărul de locuri pe scaune; G_b - greutatea bagajului.

Încărcările pe punțile automobilului trebuie să fie:

- la autoturisme egale: $G_1 = G_2$;

- la autocamioane și autobuze, unde în mod normal se prevăd roți simple în față (două pneuri) și duble la puntea din spate(patru pneuri), încărcătura pe puntea din față G_1 =(0,25...0,3) G_a, iar pe puntea din spate G_2 =(0,75...0,7o)G_a.

2.1.3. Alegerea pneurilor și calculul razei de rulare r_r

Pornind de la încărcarea maximă pe un pneu și viteza maximă a automobilului se alge din standarde(tabelele 2.1...2.4) tipul pneului.

Simbolul anvelopei (conform STAS 626-64) ce reprezintă modul de exprimare a mărimii anvelopei se compune din două numere astfel:

- cînd cele două numere sînt separate printr-o linie orizontală, B-d, primul număr B(fig.2.2) indică balonajul aproximativ, iar al doilea de diametrul interior al talonului (corespunde cu diametrul jantei) exprimate în inci, milimetri sau combinat (ex.9,00-20 sau 260-20)

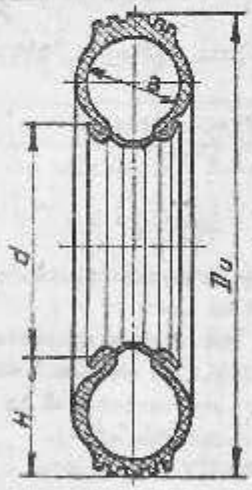


Fig.2.2

- cînd cele două numere sînt separate prin semnul X, Du X B, primul număr, Du, indică diametrul exterior iar cele de al doilea, B, balonajul aproximativ, exprimate în inci sau milimetri (ex. 34 x 7 sau 88 x 135).

In general primul mod de simbolizare se utilizează la pneuri cu presiuni sub 6 daN/cm² (pneuri de joasă presiune), iar al doilea mod de simbolizare pentru pneuri cu presiuni mai mari de 6 daN/cm²(pneuri de înaltă presiune).

Raza de rulare r_r se determină cu relația:

$$r_r = \lambda \cdot r_0 \quad [mm] \qquad (2.6)$$

în care λ este un coeficient de deformare a pneului cu valorile 0,93...0,95 pentru pneuri de joasă presiune și 0,945...0,95o pentru pneuri de înaltă presiune, iar r_0 este raza liberă a roții.

Pentru calcule se poate considera $r_0 \cong r_u$, unde r_u este raza nominală a roții, determinată cu relația:

$$r_u = \frac{d}{2} + H \quad \text{sau} \quad r_u = \frac{D_u}{2} \quad [mm] \qquad (2.7)$$

Intre înălțimea secțiunii transversale a anvelopei H și lățimea B(fig.2.2) există relația:

$$\frac{H}{B} = 0,82...1,05$$

unde limita inferioară se utilizează de regulă la pneurile utilizate la autoturisme, iar limita superioară la cele utilizate la automobilele grele de transport.

Pentru anvelopele balon raportul H/B =1, iar pentru anvelopele superbalon raportul H/B=0,95.

2.1.4. Coeficientul aerodinamic și aria secțiunii transversale K și A a automobilului

Coeficientul aerodinamic se determină experimental sau prin comparație cu autovehiculele analoage realizate (tabelul 2.5), iar suprafața secțiunii transversale se poate determina pe baza unei schițe prealabile de organizare a autovehiculului sau prin comparație cu automobile analoage realizate (tabelul 2.5).

Tabelul 2.5.

Tipul automobilului	$\frac{k}{daN s^2 . m^{-4}}$	$\frac{S}{m^2}$
Autoturisme de curse	0,0125-0,015	1,0-1,5
Autoturisme sport	0,015-0,019	1,5-2,0
Autoturisme moderne cu caroserie închisă	0,02 -0,035	1,6-2,8
Autoturisme cu caroserie deschisă	0,04 - 0,05	1,5-2,0
Autoutilare	0,04 - 0,044	2-3
Autocamioane ușoare	0,044-0,055	2,5-3
Autocamioane mijlocii	0,055-0,065	3-4
Autocamioane grele	0,065-0,075	4-5
Autobuze urbane	0,03 -0,044	4,5-6,5
Autocare	0,025-0,04	4-5

2.1.5. Randamentul transmisiei η_t

Randamentul transmisiei poate fi determinat pe cale experimentală fie global pentru întreaga transmisie, fie pentru fiecare element component al transmisiei și apoi calculat cu relația:

$$\eta_t = \eta_s \cdot \eta_d \cdot \eta_c \cdot \eta_p \qquad (2.8)$$

în care η_s - randamentul schimbătorului de viteze (cutiei de viteze); η_d - randamentul cutiei de distribuție (reductor-distribuitor); η_c - randamentul transmisiei longitudinale, η_p - randamentul transmisiei principale.

Transmisiile mecanice au randamentul cel mai ridicat în comparație cu transmisiile hidraulice sau electrice, pentru puteri comparabile.

Valorile medii ale randamentelor mecanice ale autovehiculelor recomandate a fi utilizate în calculele de proiectare sînt:

- pentru autoturisme η_t =0,88...0,92;
- pentru autocamioane η_t = 0,82...0,98, limita inferioară pentru autocamioanele grele prevăzute cu reductor distribuitor, sau cu angrenaj reductor la transmisia principală, precum și în cazul transmisiei principale cu șurub melc-roată melcată.

2.2. Calculul puterii motorului

Motorul constituie sursa de energie a automobilului. Relația cu care se determină puterea necesară ce trebuie dezvoltată de motor, pentru a învinge rezistențele ce se opun înaintării autovehiculului, în cazul în care regimul de mișcare este uniform, pentru o anumită valoare a vitezei V [km/h] este:

$$P = \frac{R' V}{270 \eta_t} \quad [C.P.] \qquad (2.9)$$

în care: R' este suma rezistențelor la înaintare în regim de viteză constantă (daN), iar η_t este randamentul transmisiei.

Rezistențele ce se opun înaintării vehicolului sînt:

- rezistența la rulare R_r - ce se datorește, în principal, deformării pneului, forțelor interioare ale acestuia, deformării drumului și frecării dintre roată și drum.

Pentru cazul cînd automobilul se deplasează pe un drum orizontal:

$$R_r = f . Ga \quad [daN] \qquad (2.10)$$

iar în cazul unui drum înclinat cu unghiul α față de orizontală (fig.2.3):

$$R_r = f . Ga . \cos \alpha \ [daN] \qquad (2.11)$$

în care f este coeficientul de rezistență la rulare(tabelul 2.6), iar Ga greutatea automobilului în daN.

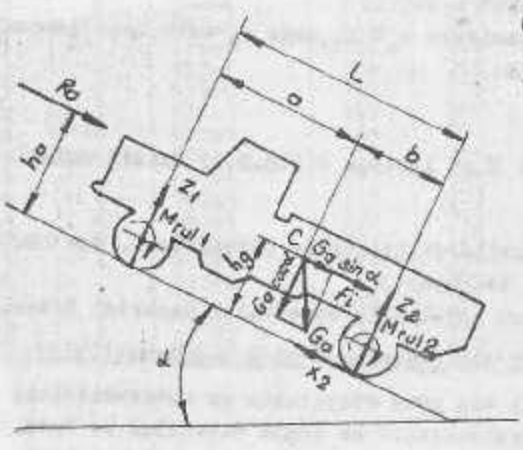


Fig.2.3.

- rezistența pantei R_p - apare datorită componentei greutății automobilului Ga sinα(fig.2.3) paralelă cu suprafața drumului. Această forță este rezistentă la urcarea pantei (+) și motivă la coborîrea ei(-).

Relația de calcul

$$R_p = \pm Ga \sin \alpha \qquad [daN] \qquad (2.12)$$

- rezistența aerului Ra - este o forță ce se opune înaintării automobilului ca urmare a presiunii exercitate de către aer pe suprafețele frontale ale acestuia, frecării ce are loc între aer și caroseria automobilului, formării turbioanelor datorită formei caroseriei etc.

Relația de calcul pentru vitezе relative de deplasare între automobil și aer de la 1 la 330 m/s este

$$Ra = K.S. \frac{V^2}{13} \qquad [daN] \qquad (2.13)$$

în care: K este un coeficient aerodinamic (tabelul 2.5) în daN.s^2/m^4; S este suprafaţa secţiunii transversale a autovehiculului (tabelul 2.5), în m^2.

Din însumarea relaţiilor 2.11, 2.12, 2.13 rezultă:

$$R' = G_a (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) + \frac{K S v^2}{13} \quad [daN] \qquad (2.14)$$

Înlocuind relaţia 2.14 în 2.9 şi notînd cu $\Psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$ (rezistenţa specifică la înaintare a autovehiculului) se obţine relaţia de calcul a puterii motorului la viteza v:

$$P = \frac{\Psi . G_a . v + \frac{K S v^3}{13}}{270 \eta_t} \quad [CP] \qquad (2.15)$$

Valoarea coeficientului f pentru automobile — Tabelul 2.6.

Felul şi starea drumului		f [1][2]
Şosea asfaltată sau beton în stare bună	[2]	0,014...0,018
Şosea asfaltată sau beton în stare satisfăcătoare		0,018...0,02
Drum cu piatră cubică		0,02 ...0,022
Drum cu piatră de râu		0,025...0,03
Drum cu pietriş bine bătut		0,023...0,025
Drum cu pământ uscat		0,025...0,033
Drum cu pământ ud		...05 ...0,015
Drum cu zăpadă bătătorită		0,025...0,03
Drum cu nisip uscat		0,10 ...0,30
Drum cu nisip umed		0,08 ...0,10
Şosea asfaltată betonată	- bună	0,010...0,014
	- satisfăcătoare	0,016...0,020
Şosea pietruită	- bună	0,020...0,025
	- mijlocie	0,030...0,040
Cale cu pavaj piatră	- bună	0,038...0,035
(macadam)	- mijlocie	0,035...0,040
Drum de pământ compact	- uscat	0,035...0,050
	- umed	0,050...0,150
Drum cu zăpadă	- bătută	0,025...0,03
	- puţin afînată	0,070...0,100
Drum cu nisip	- uscat	0,100...0,300
	- umed	0,080...0,100

Relaţii experimentale [2]

- relaţia lui H.Hohn

$$f = \left[\frac{0,019}{p^{2/3}} + \frac{0,00245}{p^{1/2}} \left(\frac{v}{100} \right)^2 + \frac{0,0042}{p^{4/3}} \left(\frac{v}{100} \right)^3 \right] \cdot K ,$$

unde p - presiunea aerului din interiorul pneului, daN/cm^2

v - viteza, în km/h; k - coeficient ce depinde de starea pneurilor (pneuri uzurate k<1; pneuri noi rulate K ≅ 1,25 ; pneuri uzate K ≅ 0,9);

- relaţia lui Kühner

$$f = 0,0125 + 0,0085 \left(\frac{v}{100} \right)^{2,5} ,$$

în care v este viteza automobilului în km/h;

- relaţia recomandată de literatura sovietică:

$$f = f_0 (1 + A . v^2)$$

în care f_0 coeficient de rezistenţă la rulare pentru viteze mici (v ≤ 45 km/h); A - constantă cu valori de (4...5).1o^{-5}, v viteza automobilului în km/h.

- relaţia recomandată de literatura americană (v> 5o km/h

$$f = 0,0165 \left[1 + 0,0065 (v - 5o) \right]$$

Viteza automobilului şi capacitatea cilindrică a motorului	f [2]
Capacitatea cilindrică foarte mică şi viteza pînă la 1oo km/h	0,02...0,025
Viteze mai mari de 1oo km/h	0,03...0,04

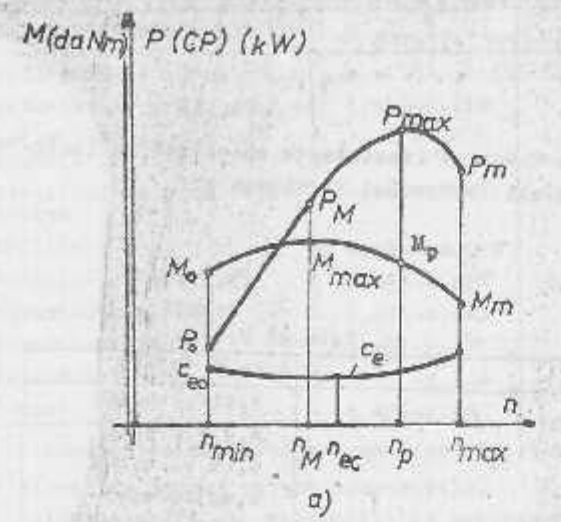
2.3. Caracteristica exterioară a motoarelor cu ardere internă

2.3.1. Noţiuni generale . Tipuri.

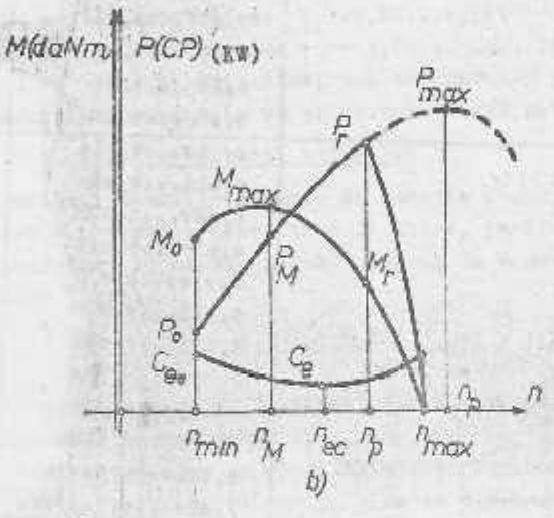
Caracteristica exterioară a motorului cuprinde curbele de variaţie a puterii efective P, a momentului motor M şi a consumului specific de combustibil, la plină admisie în funcţie de turaţia

— n a arborelui cotit. În fig.2.4 sînt prezentate caracteristicile exterioare ale motoarelor cu ardere internă utilizate la automobile, pe care sînt înscrise şi punctele particulare, cu ajutorul cărora se evidenţiază parametrii cei mai importanţi ai caracteristicilor şi ai motorului şi anume:

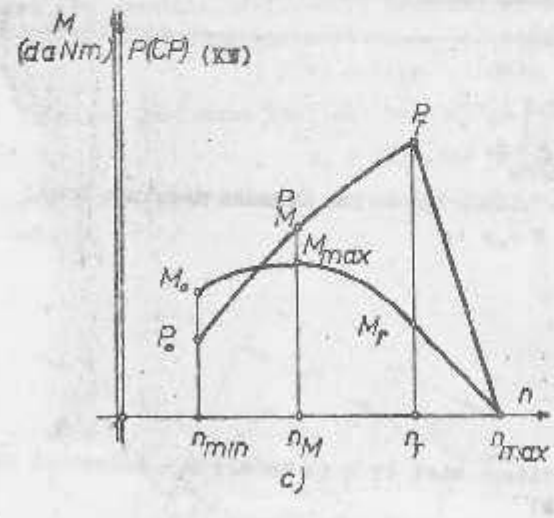
- punctul corespunzător turaţiei minime n_{min}, la care motorul are o funcţionare stabilă, la plină admisie dezvoltînd puterea P_o şi momentul M_o ;
- punctul corespunzător momentului maxim M_{max}, obţinut la turaţia n_M şi puterea motorului P_M ;
- punctul corespunzător puterii P_{max} obţinută la turaţia n_p şi momentul motor M_p;
- punctul corespunzător turaţiei maxime n_{max}, la care motorul dezvoltă puterea P_m şi momentul M_m, depăşirea acestei turaţii fiind periculoasă din punct de vedere al solicitărilor mecanice şi al uzurii motorului, fără a se obţine avantaje în privinţa puterii şi a economicităţii.



a)



b)



c)

Fig.2.4.

Motoarele cu aprindere prin scînteie utilizate la autocamioane (fig.2.4.b.), în majoritatea cazurilor sînt prevăzute cu regulator-limitator de turaţie, ce are rolul de a limita funcţionarea motorului pînă la turaţia maximă. Turaţia de intervenţie a regulatorului n_r poate fi egală cu turaţia corespunzătoare puterii maxime ($n_r = n_p$) sau mai mică ($n_r < n_p$). Dacă $n_r < n_p$ motorul nu va mai dezvolta puterea maximă P_{max}, ci o putere P_r, în care $P_r < P_{max}$, iar $M_r > M_p$ (fig.2.4.b).

Necesitatea regulatorului limitator, la motoarele cu aprindere prin scînteie, destinate pentru echiparea autocamioanelor rezultă şi din faptul că în timpul exploatării greutatea totală a acestora se modifică foarte mult. În cazul în care autocamioanele nu sînt încărcate, iar motorul nu ar fi prevăzut cu regulator-limitator de turaţie, s-ar obţine turaţii prea ridicate, pentru perioade destul de mari, iar motorul ar fi solicitat suplimentar, la care s-ar adăuga şi o funcţionare neeconomică.

Porţiunile curbelor aflate între turaţiile n_r şi n_{max} poartă denumirea de caracteristici de regulator.

Motoarele cu aprindere prin comprimare sînt totdeauna prevăzute cu regulator-limitator de turaţie (fig.2.4.c), iar turaţia maximă de funcţionare n_{max} este aleasă mai redusă decît turaţia corespunzătoare puterii maxime posibile pe care ar putea să o dezvolte acestea. Se limitează astfel solicitările mecanice şi termice, care la motoarele cu aprindere prin comprimare sînt mai mari în comparaţie cu cele ale motoarelor cu aprindere prin scînteie.

Caracteristica exterioară se împarte în două zone:

- zona de stabilitate este zona din dreapta turaţiei n_M, unde o dată cu micşorarea turaţiei are loc creşterea momentului motor.

Variaţia momentului motor în această zonă este importantă deoarece de mărimea ei depinde posibilitatea motorului de a învinge creşterea de rezistenţă la înaintarea autovehicolului fără a trece în altă treaptă a schimbătorului de viteză.

- zona de nestabilitate situată în stînga turaţiei n_M, unde odată cu scăderea turaţiei creşte momentul rezistent, momentul motor se micşorează, iar echilibrul dintre momente nu se mai poate reface.

Cu cît zona de stabilitate este mai mare, cu atît motorul este mai potrivit pentru tracțiune. Pentru a pune în evidență acest lucru se definește un parametru ce poartă denumirea de coeficient de elasticitate a motorului:

$$C_e = \frac{n_M}{n_p} \qquad (2.16)$$

cu valorile 0,45...0,65 pentru motoarele cu aprindere prin scînteie și 0,55...0,75 pentru cele cu aprindere prin compresie.

Turațiile pentru puterea maximă depind de tipul și destinația motorului. Astfel:

- pentru motoare cu aprindere prin scînteie:
  - n_p = 2800...4000 rot/min la autocamioane și autobuze
  - n_p = 4000...6000 rot/min la autoturisme
  - n_p = 6000...12000 rot/min la autoturisme de sport și curse
- pentru motoare cu aprindere prin comprimare
  - n_p = 1800...2800 rot/min, existînd însă și motoare cu n_p pînă la 4000 rot/min.

Pentru motoarele cu aprindere prin scînteie în literatură sînt prezentate relații aproximative pentru calculul turației minime și turației economice:

$$n_{min} = 0,2 n_p \; ; \; n_{ec} = (0,6...0,7) n_p \qquad (2.17)$$

2.3.2. Metode pentru trasarea caracteristicii exterioare

Caracteristica exterioară a motorului cu ardere internă este de forma:

$$P = f\left(\frac{n}{n_p}\right) P_{max} \qquad (2.18)$$

în care $f\left(\frac{n}{n_p}\right)$ este o funcție cunoscută ce depinde de tipul motorului, P_{max} este puterea maximă a motorului, iar n_p este turația arborelui cotit corespunzătoare puterii maxime.

Pentru motoarele a căror caracteristică exterioară nu este determinată experimental (ex.în cazul motoarelor nerealizate încă), se folosesc formule empirice ce permit, cu o bună aproximație, construirea acesteia.

Pentru reprezentarea grafică a puterii funcție de turație pot fi utilizate următoarele relații:

$$P = P_{max}\left[\alpha\frac{n}{n_p} + \beta\left(\frac{n}{n_p}\right)^2 - \gamma\left(\frac{n}{n_p}\right)^3\right] \qquad (2.19)$$

sau

$$P = a.P_{max} \qquad (2.20)$$

sau

$$P = P_{max}\left[\alpha_1 + \alpha_2\frac{n}{n_p} + \alpha_3\left(\frac{n}{n_p}\right)^2\right] \qquad (2.21)$$

în care P este puterea la pînă admisie pentru un punct al curbei corespunzătoare unei turații oarecare n a arborelui cotit a motorului, iar coeficienții $\alpha, \beta, \gamma, a, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ depind de tipul motorului.

Rezultatele obținute de exemplu cu relația 2.19 coincid, în general, cu cele determinate experimental în zona turațiilor superioare, iar în zona turațiilor mijlocii și mici valorile calculate sînt mai mici decît cele obținute la standul de încercare, diferența maximă în unele puține ajunge pînă la cel mult 5 % din puterea corespunzătoare turației limită.

Valorile coeficienților α, β, γ sînt indicate în tabelul 2.7, iar ale coeficientului a în tabelul 2.8. Coeficienții $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ se determină cu relațiile:

$$\alpha_1 = \frac{3-4\,Ce}{2(1-Ce)} \; ; \; \alpha_2 = \frac{2Ce}{2(1-Ce)} \; ; \; \alpha_3 = -\frac{1}{2(1-Ce)} \qquad (2.22)$$

în care Ce - coeficientul de elasticitate al motorului (relația 2.16)

Pentru reprezentarea grafică a momentului pot fi utilizate următoarele relații:

$$M = 716,2\,\frac{P}{n} \quad [daN\,m] \qquad (2.23)$$

sau

$$M = M_p\left[\alpha_1 + \alpha_2\frac{n}{n_p} + \alpha_3\left(\frac{n}{n_p}\right)^2\right] \qquad (2.24)$$

în care P [CP] puterea motorului la turația n [rot/min]; M_p - momentul corespunzător puterii maxime iar $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ coeficienți calculați cu relația 2.21.

Valorile coeficienților α, β, γ [2] — Tabelul 2.7.

Tipul motorului	Valorile coeficienților [2]					
Cu aprindere prin scînteie	α	1	β	1	γ	1
Cu aprindere prin compresie:						
- cu injecție directă		0,5		1,5		1
- cu autocameră		0,7		1,3		1
cu cameră de turbulență		0,6		1,4		1

Valorile coeficientului - a - [2] Tabelul 2.8.

$\frac{n}{n_p}$	Tipul motorului			
	Cu aprindere prin scînteie	Cu aprindere prin compresie		
		Cu injecție directă	Cu autocameră	Cu cameră de turbulență
0,2	0,232	0,151	0,185	0,169
0,4	0,496	0,375	0,425	0,418
0,6	0,745	0,625	0,671	0,645
0,8	0,928	0,849	0,879	0,863
1,0	1,000	1,000	1,000	1,000
1,2	0,912	-	-	-

2.3.2.1. Determinarea caracteristicii exterioare prin calculul puterii la viteză maximă

Cunoscînd viteza maximă (v_{max}) ce trebuie obținută pe un drum în palier($\alpha = 0 \Rightarrow \Psi = f$), în stare bună se poate determina valoarea puterii motorului la viteza maximă înlocuind în relația 2.15 v cu v_{max}.

Rezultă:

$$P_{vmax} = \frac{G_a \cdot f \cdot v_{max} + \frac{K \cdot S \cdot v_{max}^3}{13}}{270 \cdot \eta_t} \quad [CP] \qquad (2.25)$$

Puterea maximă (P_{max}) a motorului se obține cu una din relațiile:

$$P_{max} = \frac{P_{v\ max}}{a \frac{n_{v\ max}}{n_p} + b \left(\frac{n_{v\ max}}{n_p}\right)^2 - c \left(\frac{n_{v\ max}}{n_p}\right)^3} \quad [CP] \qquad (2.26)$$

$$P_{max} = \frac{P_{v\ max}}{a} \quad [CP] \qquad (2.27)$$

$$P_{max} = \frac{P_{v\ max}}{\alpha_1 + \alpha_2 \frac{n_{v\ max}}{n_p} + \alpha_3 \left(\frac{n_{v\ max}}{n_p}\right)^2} \quad [CP] \qquad (2.28)$$

relații în care: $n_{v\ max}/n_p$ se determină din tabelul 2.9, coeficienții α, β, γ din tabelul 2.7, coeficientul a din tabelul 2.8 iar $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ se calculează cu relația 2.22.

Turația corespunzătoare unei anumite viteze se poate determina cu ajutorul coeficientului de turație al motorului K_n definit ca raport între turația motorului (rot/min) și viteza de deplasare a autovehiculului (km/h):

$$K_n = \frac{n}{v} \qquad (2.29)$$

Pentru viteza maximă v_{max} rezultă turația maximă a motorului ca fiind:

$$n_{v\ max} = K_n \cdot v_{max} \quad [rot/min] \qquad (2.30)$$

în care K_n conform tabelului 2.10; iar v_{max} în km/h

Valorile raportului $n_{v\ max}/n_p$ [2] Tabelul 2.9.

Tipul motorului	$n_{v\ max}/n_p$	Observații
- motoare cu aprindere prin scînteie fără regulator-limitator de turație	1,05...1,25	-
- motoare cu aprindere prin scînteie cu regulator - limitator de turație	0,8...0,9	$n_{v\ max} < n_r$
- motoare cu aprindere prin compresiune	0,9...1,0	$n_{v\ max} < n_r$

Valorile coeficientului de turație Tabelul ...

Tipul automobilului	K_n [ ]
Autoturisme	30...
Autocamioane și autobuze echipate cu motoare cu aprindere prin scînteie	40...5
Autocamioane și autobuze echipate cu motoare cu aprindere prin compresie	30...40

Pentru trasarea caracteristicii exterioare (vezi și schema logică din fig.2.5) a ... se utilizează una din relațiile 2.19, 2.20 sau 2.21 dînd valori turației n de la n_{min} la ... n_p fiind determinat din raportul $n_{v\ max}/n_p$ (tabelul 2.9).

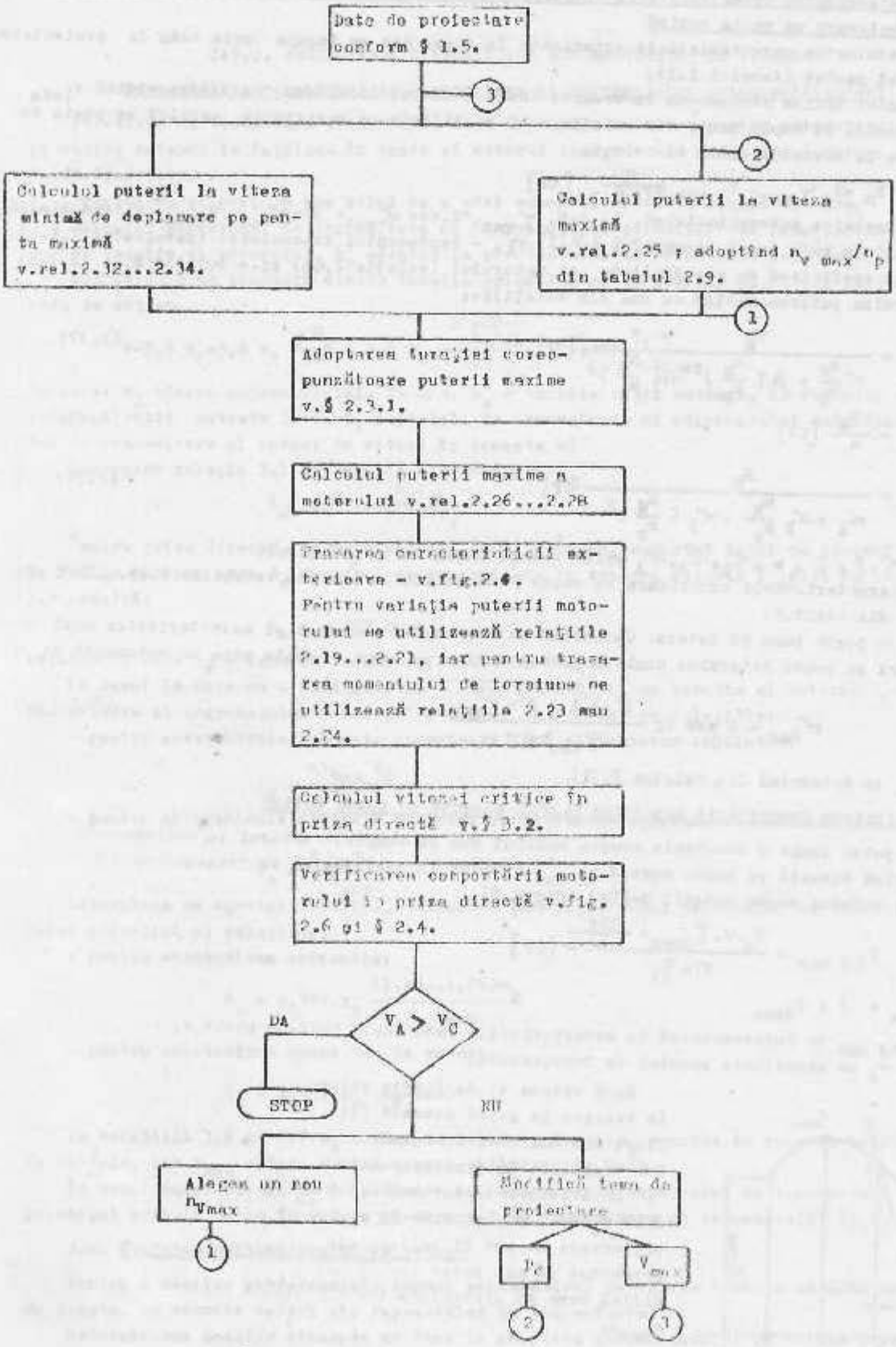

Date de proiectare conform § 1.5.
3
2
Calculul puterii la viteza minimă de deplasare pe panta maximă v.rel.2.32...2.34.
Calculul puterii la viteza maximă v.rel.2.25 ; adoptînd $n_{v\ max}/n_p$ din tabelul 2.9.
1
Adoptarea turaţiei corespunzătoare puterii maxime v.§ 2.3.1.
Calculul puterii maxime a motorului v.rel.2.26...2.28
Trasarea caracteristicii exterioare - v.fig.2.6. Pentru variaţia puterii motorului se utilizează relaţiile 2.19...2.21, iar pentru trasarea momentului de torsiune se utilizează relaţiile 2.23 sau 2.24.
Calculul vitezei critice în priza directă v.§ 3.2.
Verificarea comportării motorului în priza directă v.fig. 2.6 şi § 2.4.
$V_A > V_C$
DA
STOP
NU
Alegem un nou n_{Vmax}
1
Modificăm tema de proiectare
P_e
V_{max}
2
3

Fig.2.5.

2.3.2.2. Determinarea caracteristicii exterioare prin calculul puterii la viteza minimă de deplasare pe panta maximă

Pentru determinarea caracteristicii exterioare în acest caz se impune prin tema de proiectare unghiul maxim al pantei (tabelul 1.1).

Urcarea pantei maxime făcîndu-se în treapta întîi a cutiei de viteze, cu viteza minimă v_{1min} motorul funcționînd la cuplu maxim din relația 2.15 neglijîndu-se rezistența aerului se poate determina puterea la momentul maxim cu relația

$$P_M = G_a \psi_{max} \cdot v_{1\,min} \frac{1}{270\,\eta_t} \quad [CP] \tag{2.31}$$

unde Ga este greutatea autovehiculului, în daN, ψ_{max} = f.cos α_{max} + sin α_{max}, $v_{1\,min}$ viteza minimă în treapta întîi în km/h (vezi paragraful 3.2.1), η_t - randamentul transmisiei (paragraful 2.1.5).

Adoptînd un coeficient de elasticitate al motorului (relația 2.16) și o turație n_p (2.3.1) se poate determina puterea maximă cu una din relațiile:

$$P_{max} = \frac{P_M}{\alpha \frac{n_M}{n_p} + \beta \left(\frac{n_M}{n_p}\right)^2 - \gamma \left(\frac{n_M}{n_p}\right)^3} [CP] \tag{2.32}$$

$$P_{max} = \frac{P_M}{a} [CP] \tag{2.33}$$

$$P_{max} = \frac{P_M}{\alpha_1 + \alpha_2 \frac{n_M}{n_p} + \alpha_3 \left(\frac{n_M}{n_p}\right)^2} [CP] \tag{2.34}$$

coeficienții α, β, γ, a, α_1, α_2, α_3 având semnificația de la § 2.3.2.1.

Trasarea caracteristicii exterioare se poate face utilizînd una din relațiile 2.19...2.22 [illegible] schema logică din fig.2.5.

Problema se poate pune și invers. Cunoscînd viteza minimă necesară și caracteristica unui motor existent atunci se poate determina unghiul pantei maxime pe care poate urca un autovehicul cu [illegible] ția:

$$\alpha_{max} = 2 \operatorname{arc\,tg} \frac{1 - \sqrt{1 + f^2 - \psi^2_{max}}}{\psi_{max} + f} \tag{2.35}$$

în care ψ_{max} se determină din relația 2.31.

2.4. Verificarea comportării motorului în priză directă pe panta maximă

Pentru a putea trage o concluzie asupra modului cum se comportă motorul la deplasarea bilului în priză directă pe panta maximă $p_{d\,max}$ (impusă la proiectare) se trasează [illegible] racteristicii externe curba puterii P=F(v) (fig.2.6)

$$P_{\psi d\,max} = \frac{G_a \cdot v \cdot \psi_{dmax} + \frac{KSv^3}{21}}{270\,\eta_t} [CP]$$

unde $\psi_{d\,max} = f + p_{dmax}$

Curba $P_{\psi d\,max}$ se intersectează cu caracteristica exterioară într-un punct A, căruia îi corespunde viteza v_A se constituie punctul de funcționare.

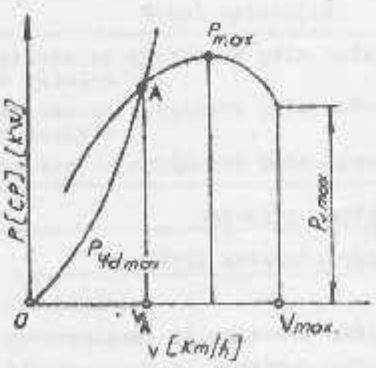


Fig.2.6.

Dacă viteza v_A depășește viteza [illegible] în treapta de priză directă (vit[illegible] tracțiune maximă), înseamnă [illegible] ler stabilite la proiectare.

Dacă cele două curbe (P și $P_{\psi d}$ dacă v_A este mai mică decît $v_{\ldots}$ proiectare nu pot fi satisfăcute proiectat un alt motor (se schimbă difică tema de proiectare (se micșorează v_{max}).

CAP.3. PROIECTAREA CINEMATICA A SCHIMBATORULUI DE VITEZE

3.1. Determinarea raportului de transmitere al angrenajului principal(transmisia principală)

Denumirea de transmisie principală, deşi improprie mai ales pentru automobilele având motorul şi roţile motoare în faţă(sau în spate şi motorul transversal) s-a păstrat totuşi în literatura de specialitate.

Transmisia principală are rolul de a mări momentul motor la roţile motoare.

Calculul raportului de transmitere al "angrenajului principal" se face pornind de la coeficientul de turaţie al motorului, k_n adoptat la predeterminarea caracteristicii exterioare a motorului.

Din relaţia de legătură dintre turaţia motorului n, în rot/min şi viteza automobilului v, în km/h se obţine:

$$v=3{,}6\,v_1=3{,}6\,r_r\frac{\pi\frac{n}{i_0 i_{sk}}}{30}=3{,}6\,r_r\frac{\pi n}{30\,i_0 i_{sk}}=0{,}377\frac{r_r\cdot n}{i_0\cdot i_{sk}} \qquad (3.1)$$

în care v_1 viteza automobilului, în m/s, n_r - turaţia roţii motoare, în rot/min, r_r raza de rulare a roţii motoare în m, i_0 raportul de transmitere al angrenajului principal, i_{sk}-raportul de transmitere al cutiei de viteze în treapta k.

Înlocuind relaţia 3.1 în relaţia 2.[illegible] rezultă:

$$k_n=\frac{n}{v}=\frac{i_0 i_{sk}}{0{,}377 r_r} \qquad (3.2)$$

Pentru priza directă, la un automobil fără reductor, raportul total de transmitere de la motor la roţile motoare este i_0(raportul de transmitere în treapta directă $i_{sd}=1$). Ca urmare din relaţia 3.2 rezultă:

$$i_0=0{,}377\cdot r_r\cdot k_n \qquad (3.3)$$

relaţie în care r_r - raza de rulare se introduce în m.

În cazul în care nu a fost adoptat coeficientul k_n de turaţie al motorului, raportul de transmitere al angrenajului principal poate fi determinat cu relaţiile:

- pentru autovehicule echipate cu motoare fără alimentator regulator:

$$i_0=\frac{\omega_{max}\,r_r}{v_{max}} \qquad (3.4)$$

- pentru autovehicule echipate cu motor cu limitator-regulator:

$$i_0=\frac{\omega_r\,r_r}{v_{max}} \qquad (3.5)$$

Literatura de specialitate[2;3] recomandă pentru calculul raportului de transmitere al angrenajului principal şi relaţiile:

- pentru autoturisme obişnuite:

$$i_0=0{,}377\cdot r_r\frac{(1{,}05..1{,}25)n_p}{v_{max}} \qquad (3.6)$$

- pentru autoturisme sport sau de curse:

$$i_0=0{,}377\cdot r_r\frac{n_p}{v_{max}} \qquad (3.7)$$

În relaţiile 3.6 şi 3.7 r_r - raza de rulare , în m, n_p turaţia la puterea maximă a motorului în rot/min, iar v_{max} viteza maximă a automobilului, în Km/h.

În cazul autovehiculelor cu reductor la determinarea raportului de transmitere al angrenajului principal trebuie avut în vedere şi raportul de transmitere al reductorului (i_r).

3.2. Etajarea schimbătorului de viteze

Pentru a realiza performanţele impuse, schimbătorul de viteze trebuie să aibă un anumit număr de trepte, cu anumite valori ale rapoartelor de transmitere.

Determinarea acestor elemente se face la etajarea schimbătorului de viteze , ce constă în:

- determinarea raportului de transmitere în treapta I;
- stabilirea numărului de trepte şi determinarea ratiei de etajare;
- calculul rapoartelor de transmitere pentru celelalte trepte.

3.2.1. Determinarea raportului de transmitere al schimbătorului de viteze,în treapta I

Pentru determinarea raportului de transmitere în treapta I, se pune condiţia ca motorul să urce panta maximă α_{max} impusă în tema de proiectare. În acest caz rezistenţele ce se opun înaintării autovehiculului sînt: rezistenţa la rulare R_r şi rezistenţa la pantă R_p(re[illegible]

aerului se neglijează datorită vitezei reduse cu care se urcă panta maximă).

Deci: $\Sigma R_{\alpha max} = R_r + R_p - G_a(f\cos\alpha_{max} + \sin\alpha_{max}) = \psi_{max} \cdot G_a$ (3.8)

Pentru a obține o forță de tracțiune maximă motorul va trebui să funcționeze la turația n_M astfel încît să dezvolte un moment maxim, cu care automobilul se va deplasa cu viteza v_{cl} (viteza critică pentru treapta I)?

Din bilanțul puterilor la roțile motoare rezultă:

$$\eta_t = P_M - P_r - P_p \quad [CP] \tag{3.9}$$

sau:

$$\eta_t P_M = G_a(f\cos\alpha_{max} - \sin\alpha_{max}) \cdot \frac{v_{cl}}{270} \tag{3.10}$$

de unde se obține:

$$v_{cl} = \frac{270\,\eta_t P_M}{G_a \cdot \psi_{max}} \tag{3.11}$$

conform relației 3.1 însă:

$$v_{cl} = 0{,}377\,\frac{r_r \cdot n_M}{i_o \cdot i_{cl}} \tag{3.12}$$

Din relațiile 3.11 și 3.12 rezultă:

$$i_{cl} = \frac{0{,}377}{270} \cdot \frac{r_r \cdot P_M}{i_o} \cdot \frac{G_a \psi_{max}}{\eta_t \cdot P_M} \tag{3.13}$$

în care: r_r raza de rulare, în m ; n_M turația motorului la moment maxim, în rot/min, G_a-greutatea automobilului, în daN, i_o-raportul de transmitere al angrenajului principal, η_t-randamantul transmisiei, P_M-puterea motorului la momentul maxim, în CP (determinată din diagrama caracteristicii exterioare a motorului), ψ_{max} - coeficientul de rezistență la rulare corespunzător pantei maxime (rel.3.8).

3.2.2. Stabilirea numărului de trepte și determinarea rației de etajare

In cazul automobilelor cu roți , turația motorului variază pentru fiecare treaptă între două limite n' și n" din zona de funcționare stabilă a motorului. Ca urmare turația n' va trebui să fie cel puțin egală cu n_M la care momentul motor are valoarea maximă?

In fig.3.1 în partea inferioară este prezentată diagrama turației pentru un schimbător cu K trepte,în care s-a considerat că ultima treaptă k, reprezintă priza directă. Pentru ca trecerea de la treapta k la treapta k-1 să fie lină, trebuie ca viteza v'_k corespunzătoare turației n' în treapta K să fie egală cu viteza v''_{k-1} corespunzătoare turației n" în treapta k-1?

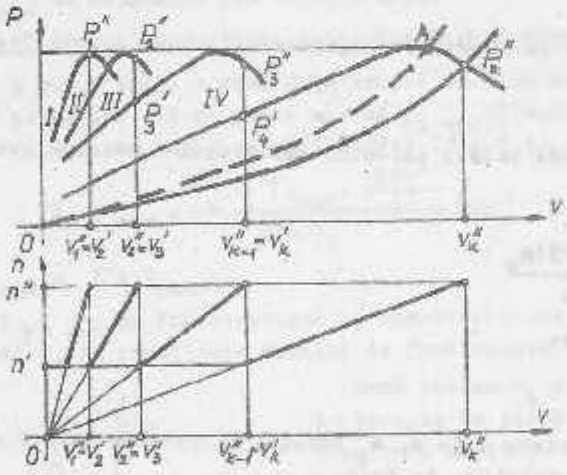


Fig.3.1.

In partea superioară a fig. 3.1 se prezintă caracteristicile puterilor. In cazul sporirii rezistenței la înaintare viteza automobilului va scădea, scăzînd în același timp și turația motorului. Dacă creșterea rezistenței la înaintare nu este prea mare, ea poate fi echilibrată de forța de tracțiune suplimentară, la o viteză mai mică a automobilului, egală cu abscisa punctului P'_4. Dacă rezistențele cresc în continuare viteza automobilului va scădea și mai mult. Pentru a funcționare stabilă a motorului trebuie ca viteza să fie mai mare decît viteza critică în treapta k. Dacă echilibrul nu poate fi restabilit ($v_k > v_{ok}$) automobilul se va opri(funcționarea motorului va fi în zona de instabilitate). Pentru a nu intra în zona de instabilitate la o turație a motorului $n'' > n_M$ este necesar să se mărească raportul de transmitere prin trecerea într-o treaptă inferioară astfel încît forța de tracțiune să fie suficient de mare pentru a putea realiza din nou echilibrul la turația n" a motorului? Rezultă că se face trecerea de la punctul p'_4 la p''_3 (fig.3.1).

La stabilirea numărului de trepte trebuie avut în vedere că prin mărirea numărului lor crește viteza medie a automobilului, crește dimensiunile și greutatea schimbătorului de viteze, iar construcția se devine mai complicată, se îngreunează manevra de schimbare a treptelor,iar timpul de demarare în loc să scadă se mărește.

Ca urmare în prezent cele mai răspîndite schimbătoare de viteze sînt: pentru autoturisme cu trei, patru sau cinci trepte,iar pentru autocamioane și autobuze patru sau șase(la cele cu sarcină

ultimă mare putînd ajunge pînă la 14).

Rapoartele de transmitere ale schimbătoarelor de viteze sînt constituite în progresie geometrică [2,3] cu raţia:

$$\varphi = n''/n' \qquad (3.14)$$

numită raţie de etajare.

Raţia de etajare se poate determina cu relaţia:

$$\varphi = \sqrt[k-1]{\frac{i_{s1}}{i_{sk}}} \qquad (3.15)$$

Deoarece $i_{sk} = i_{sd} = 1$ (treapta K este în priză directă):

$$\varphi = \sqrt[k-1]{i_{s1}} \qquad (3.16)$$

unde i_{s1} este raportul de transmitere în treapta întîi (relaţia 3.13).

3.2.3. Calculul rapoartelor de transmitere ale treptelor de viteze

Raportul de transmitere i_{si} al unei trepte oarecare i a schimbătorului de viteze se poate calcula cu relaţia:

$$i_{si} = \sqrt[k-1]{i_{s1}^{k-1}} \qquad (3.17)$$

Considerînd cazul diferitelor schimbătoare de viteze la care ultima treaptă este în priză directă, rezultă:

- pentru schimbătorul de viteze cu trei trepte:

$$i_{s3} = 1 \; ; \; i_{s2} = \sqrt{i_{s1}} \qquad (3.18)$$

- pentru schimbătorul de viteze cu patru trepte:

$$i_{s4}=1; \; i_{s3} = \sqrt[3]{i_{s1}} \; ; \; i_{s2} = \sqrt[3]{i_{s1}^2} \qquad (3.19)$$

- pentru schimbătorul de viteze cu cinci trepte:

$$i_{s5}=1; \; i_{s4} = \sqrt[4]{i_{s1}} \; ; \; i_{s3} = \sqrt[4]{i_{s1}^2} \; ; \; i_{s2} = \sqrt[4]{i_{s1}^3} \qquad (3.20)$$

La unele autovehicule se folosesc schimbătoare de viteze la care ultima treaptă este treapta de supervitează (overdrive) cu raportul de transmitere subunitar, prize directă fiind realizată în treaptă imediat inferioară. Deplasarea automobilului cu schimbătorul de viteze în treapta de supervitează prezintă următoarele avantaje:

- micşorarea uzurii motorului, deoarece la aceeaşi viteză de deplasare a automobilului, motorul funcţionează la o turaţie mai redusă decît în treapta de priză directă;
- scăderea consumului de carburant;
- creşterea vitezei maxime pe drumurile cu rezistenţă specifică redusă, dacă motorul este prevăzut cu regulator limitator.

Raportul de transmitere în treapta "overdrive" se adoptă de regulă între 0,7 şi 0,8.

Raportul de transmitere al penultimei trepte se micşorează în general cu 10...15% faţă de valoarea calculată.

Verificarea etajării schimbătorului se realizează prin construirea diagramelor fierăstrău (sau graficul de schimbare a treptelor) care reprezintă variaţia vitezelor în funcţie de turaţia arborelui cotit pentru fiecare din treptele schimbătorului de viteze. În fig.3.2.a se prezintă

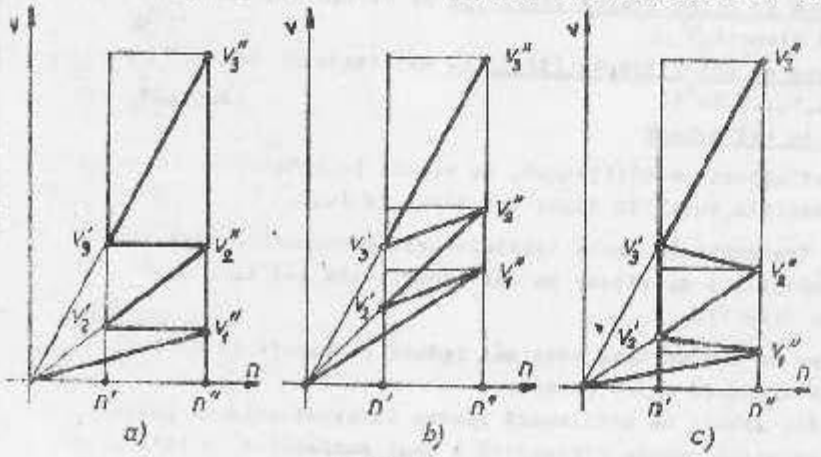


Fig.3.2.

diagrama fierăstrău în ipoteza că schimbarea treptelor se face instantaneu şi deci nu există pierderi de viteză în timpul trecerii dintr-o treaptă inferioară în cea superioară. În fig.3.2.b este prezentată diagrama fierăstrău pentru situaţia în care vitezele corespunzătoare sfîrşitului demarării în fiecare treaptă sînt mai mici decît vitezele corespunzătoare turaţiei n' a motorului în treapta imediat superioară. Diferenţa de viteze se numeşte acoperire la schimbarea treptelor. În

3.2.c vitezele $v'_2 > v''_1$, $v'_3 > v''_2$, ... $v'_{k-1} > v''_k$, situaţie ce se întîlneşte la un schimbător cu un număr prea mic de trepte. Se recomandă să se evite cel de al treilea caz deoarece la deplasarea pe drumuri cu rezistenţe la înaintare mari, trecerea la treapta superioară se efectuează mai greu(sau chiar deloc).

3.3. Scheme de organizare a schimbătorului de viteză

Schimbătoarele de viteze întîlnite la automobile pot avea trei sau doi arbori, în funcţie de destinaţia acestora.

3.3.1. Schimbătoare de viteze cu trei arbori

Avantaje: - posibilitatea cuplării directe a arborelui primar cu arborele secundar realizînd priza directă, momentul de torsiune transmiţîndu-se direct de la un arbore la celălalt, evitîndu-se pierderile datorită frecărilor din angrenaje, iar uzura pinioanelor este neglijabilă;

- funcţionarea în priză directă a schimbătorului de viteză face ca zgomotul să fie minim (aproape lipseşte);

- rapoartele de transmitere ale tuturor treptelor de mers înainte cu excepţia prizei directe, se obţin cu ajutorul a două perechi de roţi dinţate, realizîndu-se astfel un schimbător de viteze compact;

Dezavantaje: - datorită angrenării cu două perechi de roţi dinţate pierderile prin frecare în treptele respective sînt mai mari;

In fig.3.3 se prezintă schema cinematică a unui schimbător de viteze cu trei arbori şi trei trepte, iar în tabelul 3.1 modul de cuplare al roţilor dinţate pentru obţinerea diverselor trepte.

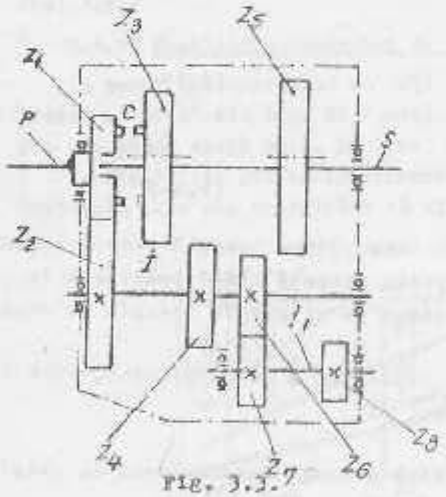


Fig. 3.3.

Tabelul 3.1.

Numărul treptei	ROŢILE DINŢATE								Cuplaj	Raportul de transmitere
	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8		
I	×	×			×	×				$i_{SI} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_5}{Z_6}$
II	×	×		×						$i_{SII} = \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_5}{Z_6}$
III									×	$i_{SIII} = 1$
MI	×	×			×	×	×	×		$i_{MI} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_7}{Z_8}$

Schemele de organizare a cutiilor de viteze cu trei arbori se utilizează de regulă la automobilele cu trei, patru sau cinci trepte.

3.3.1.1. Schimbătoare de viteze cu trei trepte (fig.3.4) se utilizează la autoturismele de viteză mare de putere, la care funcţionarea în ultima treaptă este de peste 70% din durata de alergare a automobilului.

3.3.1.2. Schimbătoare de viteză cu patru trepte (fig.3.5) se utilizează de regulă la autoturisme, treapta a IV-a fiind în priză directă.

3.3.1.3. Schimbătoare de viteze cu cinci trepte (fig.3.6) utilizate de regulă la autocamioane cu sarcină utilă cuprinsă între $3,5...7.10^4$N.

3.3.2. Schimbătoare de viteze cu doi arbori

Schimbătoarele de viteze cu doi arbori se utilizează, de regulă la autoturismele de mică de putere, organizate după soluţia „totul în spate" sau „totul în faţă".

Avantaje: - momentul motor se transmite în toate treptele prin intermediul unui singur angrenaj;

- randamentul schimbătorului de viteze cu doi arbori este mai mare decît cel cu trei arbori; în afară de priza directă.

Dezavantaje: - gama rapoartelor de transmitere este mai redusă în raport cu schimbătoarele de viteze cu trei arbori, pentru aceeaşi distanţă între arbori.

Schimbătoarele de viteze cu doi arbori se utilizează pentru autoturismele cu patru sau cinci trepte de viteze. In fig.3.7 se prezintă schema cinematică a unui schimbător de viteze cu

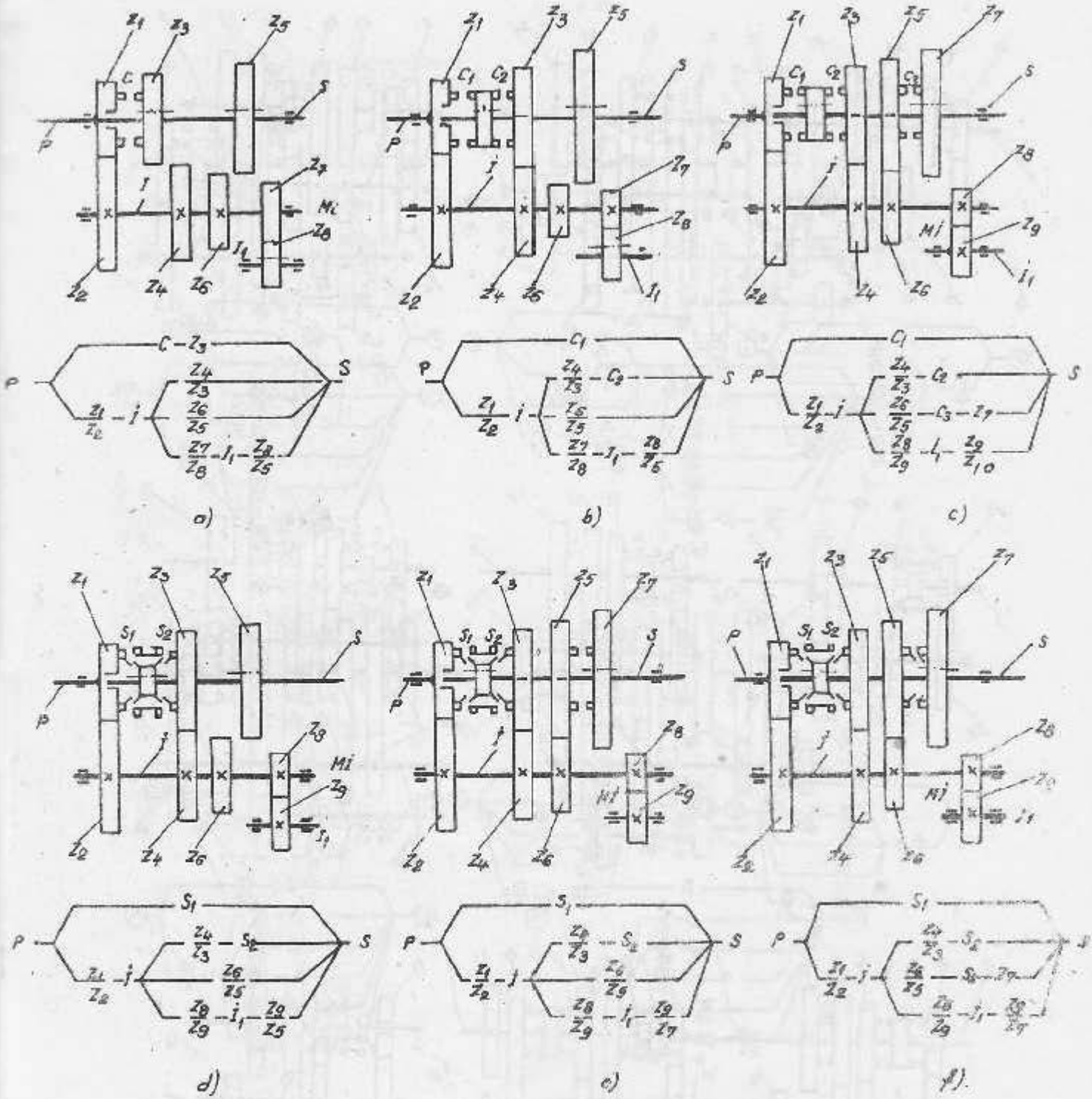
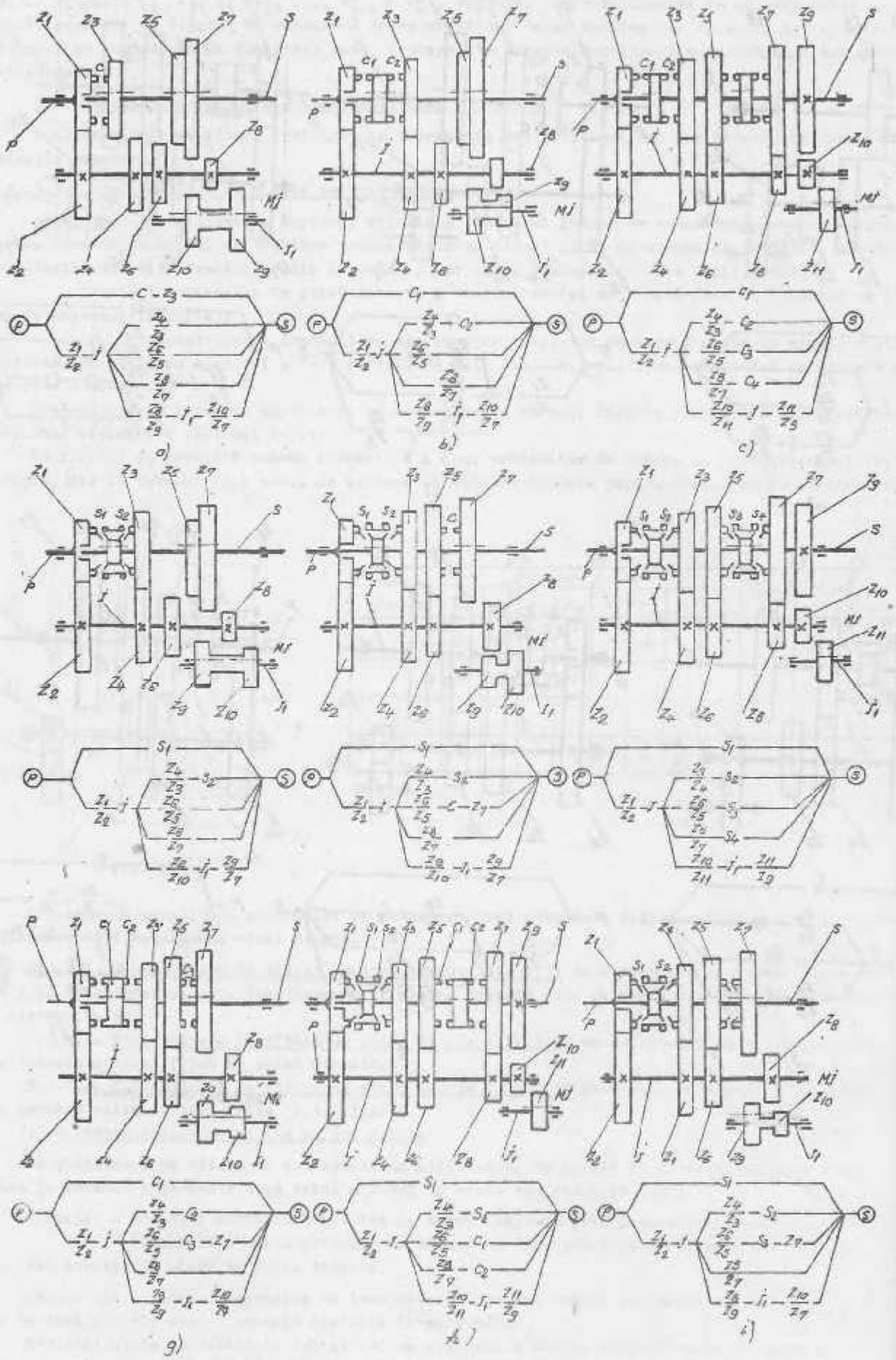


Fig.3.4.

Fig.3.5. (vezi pag.21)


a)
b)
c)
d)
e)
f)
g)
h)
i)

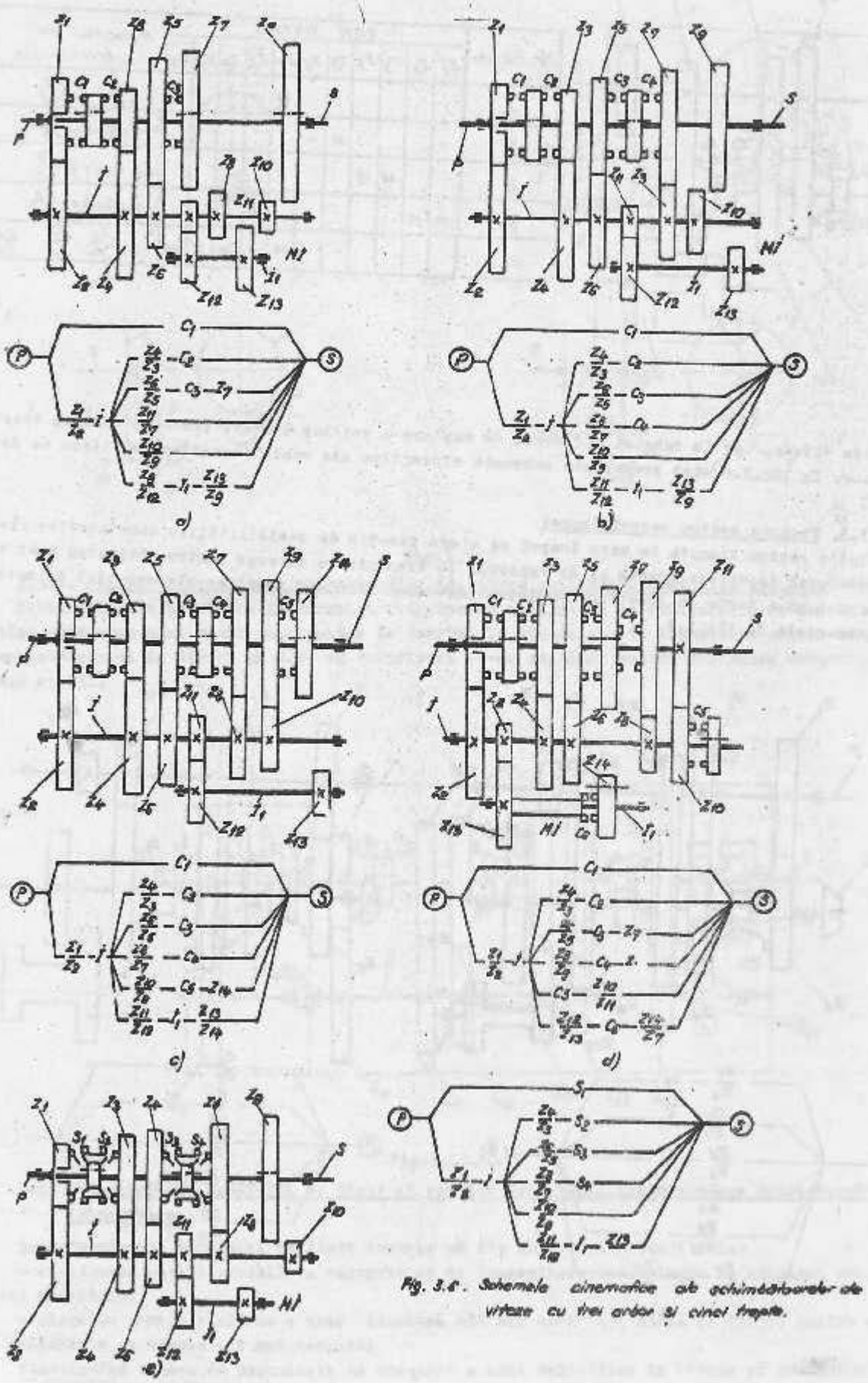


Fig. 3.6. Schemele cinematice ale schimbătoarelor de viteze cu trei ardori și cinci trepte.

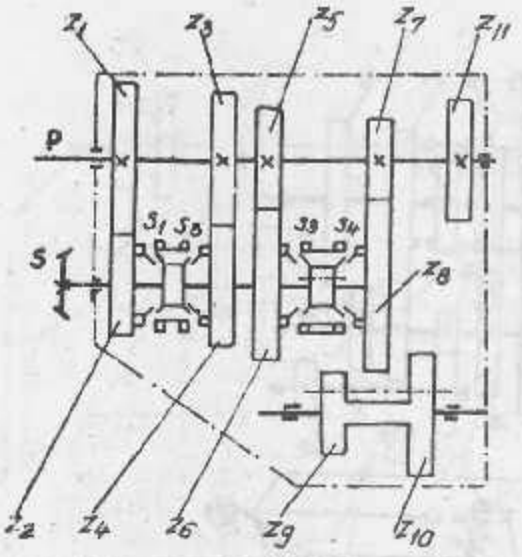


Fig.3.7.

Tabelul 3.2.

Nr. trepte	ROTI DINTATE											Raportul de transmitere
	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}	Z_{11}	
I							*	*				$i_{31} = \frac{Z_6}{Z_7}$
II					*	*						$i_{32} = \frac{Z_6}{Z_5}$
III			*	*								$i_{33} = \frac{Z_4}{Z_3}$
IV	*	*										$i_{34} = \frac{Z_2}{Z_1}$
MI							*	*	*	*	*	$i_{MI} \frac{Z_8}{Z_7} \cdot \frac{Z_9}{Z_8} \frac{Z_{11}}{Z_{10}}$

trepte de viteze, iar în tabelul 3.2 modul de cuplare a roţilor dinţate pentru obţinerea treptelor de viteze. În fig.3.8 sînt prezentate schemele cinematice ale schimbătoarelor de viteze cu doi arbori.

3.3.3. Treapta pentru mersul înapoi

Soluţia pentru treapta de mers înapoi se alege funcţie de posibilităţile constructive ale schimbătorului de viteze, precum şi de raportul de transmitere necesar pentru obţinerea unei viteze reduse şi a unei forţe de tracţiune suficient de mare. Schema cinematice ale soluţiei de mers înapoi sînt prezentate în fig.3.9.

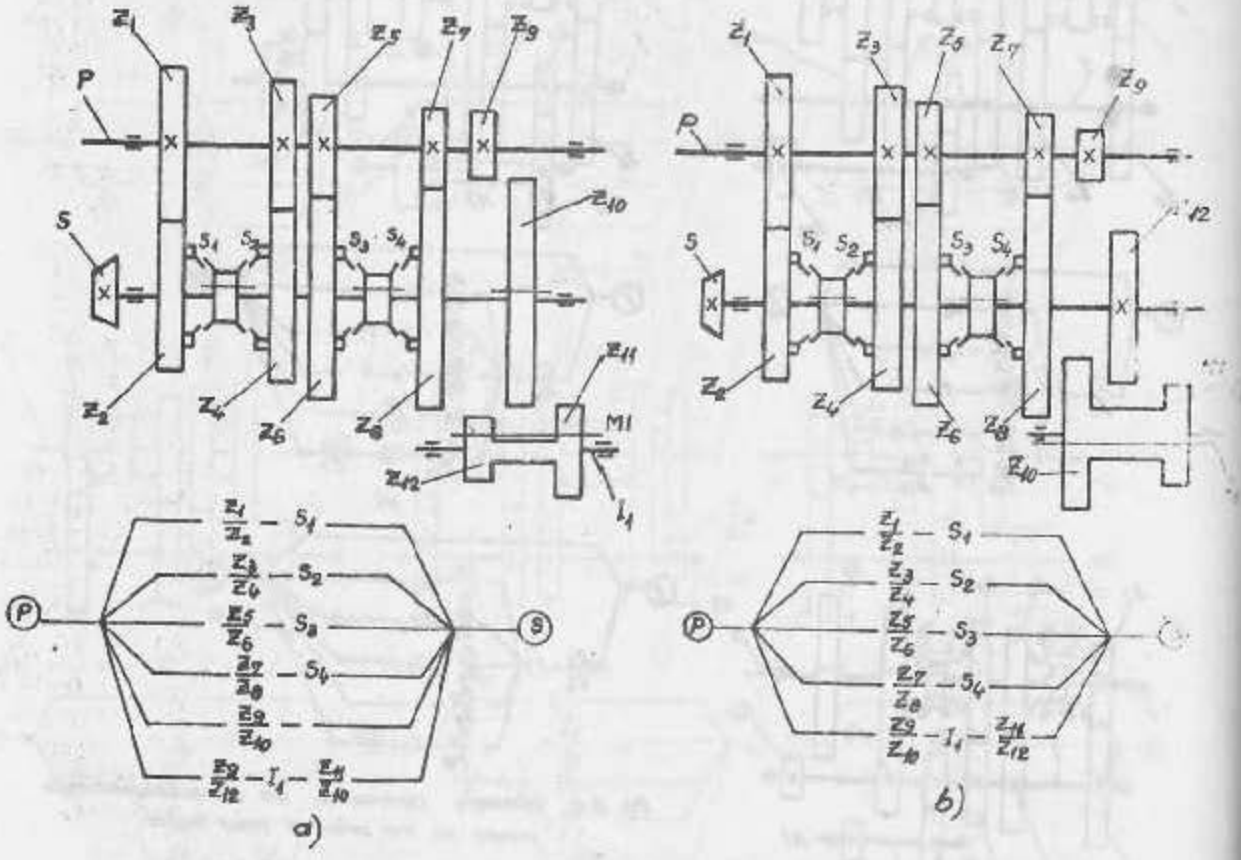


Fig.3.8.

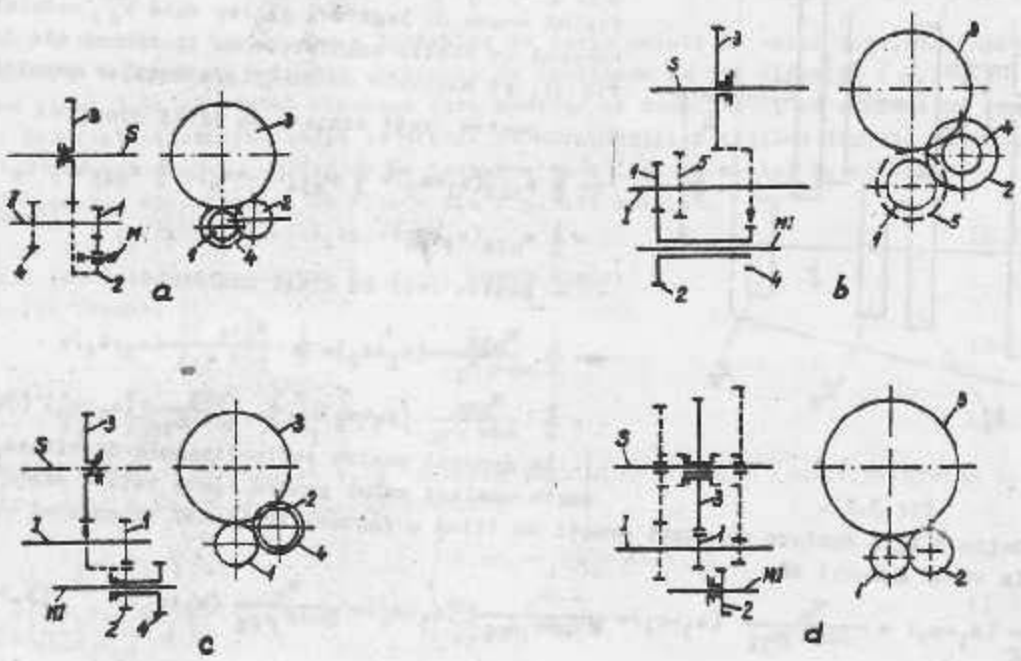


Fig.3.9.

3.3.4. Schema de organizare cu schimbător de viteze suplimentar(mecanism reductor)

Schimbătoarele de viteze în mecanism reductor se utilizează la echiparea autocamioanelor, permiţînd obţinerea unui număr suplimentar de trepte. În fig.3.1o este prezentată schema cinematică a schimbătorului de viteze AK 6.8o cu reductorul GV-8o utilizat pentru echiparea automobilelor ROMAN şi DAC.

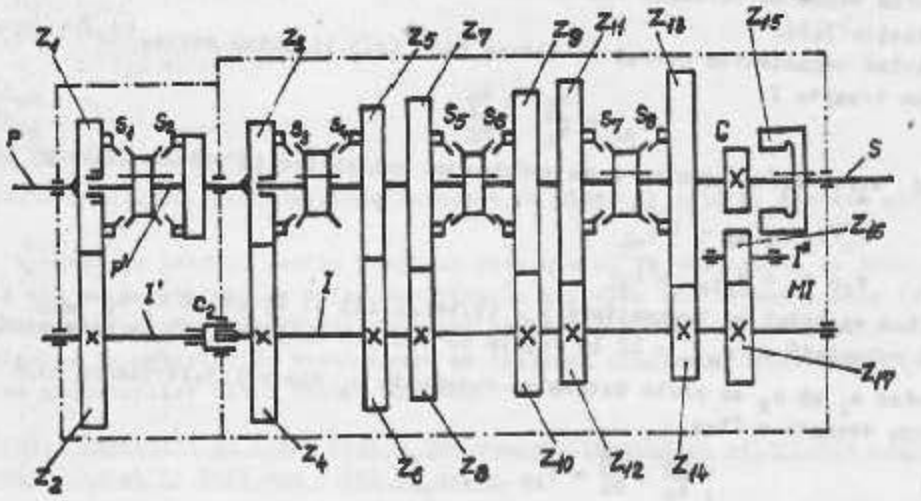


Fig.3.1o.

3.4. Determinarea numărului de dinţi ai roţilor dinţate şi definitivarea rapoartelor de transmitere

La determinarea numărului de dinţi trebuie să fie îndeplinite condiţiile:

- realizarea pe cît posibil, a rapoartelor de transmitere determinate la etajarea schimbătorului de viteze;

- alegerea pentru pinioane a unor diametre cît mai mici (nr. minim de dinţi) pentru a obţine un schimbător de viteze cît mai compact;

Considerînd schema de organizare de ansamblu a unui schimbător de viteze cu patru trepte şi trei arbori (fig.3.11) distanţa dintre axele arborilor intermediar şi secundar poate fi exprimată funcţie de razele roţilor dinţate ce se află în angrenare:

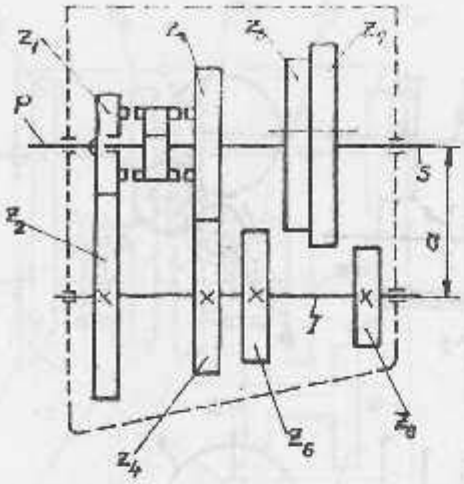


Fig.3.11.

$$a=r_{d1}+r_{d2}=r_{d3}+r_{d4}=r_{d5}+r_{d6}=r_{d7}+r_{d8} \qquad (3.21)$$

Ținînd seama de legătura dintre raze r_d, modulul m_n, numărul de dinți, unghiurile de înclinare ale danturii β_i și numerele de dinți ale roților rezultă:

- pentru roți dințate cu dinți drepți:

$$a=\frac{1}{2}m_{n12}(z_1+z_2)=\frac{1}{2}m_{n34}(z_3+z_4)=\frac{1}{2}m_{n45}(z_5+z_6)=$$
$$=\frac{1}{2}m_{n78}(z_7+z_8) \qquad (3.22.a)$$

- pentru roți cu dinți înclinați:

$$a=\frac{1}{2}\frac{m_{n12}}{\cos\beta_{12}}(z_1+z_2)=\frac{1}{2}\frac{m_{n34}}{\cos\beta_{34}}(z_3+z_4)=$$
$$=\frac{1}{2}\frac{m_{n56}}{\cos\beta_{56}}(z_5+z_6)=\frac{1}{2}\frac{m_{n78}}{\cos\beta_{78}}(z_7+z_8) \qquad (3.22.b)$$

În general pentru schimbătoarele de viteze se folosește același modul pentru toate roțile dințate. Considerînd în relația 3.22.a dantura cu dinți drepți ca fiind a dantură înclinată cu unghiul $\beta_i=0$ putem scrie în cazul general că:

$$a=\frac{m_n}{2\cos\beta_{12}}(z_1+z_2)=\frac{m_n}{2\cos\beta_{34}}(z_3+z_4)=\frac{m_n}{2\cos\beta_{56}}(z_5+z_6)=\frac{m_n}{2\cos\beta_{78}}(z_7+z_8) \qquad (3.23)$$

sau:

$$\frac{z_1+z_2}{\cos\beta_{12}}=\frac{z_3+z_4}{\cos\beta_{34}}=\frac{z_5+z_6}{\cos\beta_{56}}=\frac{z_7+z_8}{\cos\beta_{78}}=\frac{2a}{m_n}=c_1 \qquad (3.24)$$

în care $c_1=40...68$ dinți (valorile inferioare pentru autoturisme, iar valorile superioare pentru autocamioane).

3.4.1. Determinarea numărului de dinți considerînd roțile cu dinți drepți

Determinarea numerelor de dinți, pentru un schimbător de viteze cu roți dințate cu dinți drepți se face ținînd seama de valoarea raporterlor de transmitere, de schema de organizare a cutiei de viteze și de relația 3.24.

Considerînd organizarea cutiei de viteze din fig.3.11 putem scrie:

- pentru treapta I:

$$i_{s1}=\frac{z_2}{z_1}\cdot\frac{z_7}{z_8} \qquad (3.25)$$

Alegînd $z_2/z_1=z_7/z_8$ pentru a nu rezulta un schimbător de viteze înalt și adoptînd $z_1=z_8=z_{min}$ rezultă:

$$z_2/z_1=z_7/z_8=\sqrt{i_{s1}} \qquad (3.26)$$

$$z_2=z_7=z_{min}\sqrt{i_{s1}} \qquad (3.27)$$

Cunoscînd raportul de transmitere i_{s1} (v.rel.3.13) și adoptînd $z_1=z_8=z_{min}$ ($z_{min}=14$ la roțile cu dantură corectată și $z_{min}=17$ la roțile cu dantură necorectată) se determină z_2 și z_7.

Cunoscînd z_1 și z_2 se poate determina constanta c_1 din rel.3.24 ținînd cont că $\beta_i=0$, rezultă:

- pentru treapta a II-a

$$\begin{cases}\dfrac{z_2}{z_1}\cdot\dfrac{z_5}{z_6}=i_{s2}\\ z_5+z_6=c_1\end{cases} \qquad (3.28)$$

- pentru treapta a III-a

$$\begin{cases}\dfrac{z_2}{z_1}\cdot\dfrac{z_3}{z_4}=i_{s3}\\ z_3+z_4=c_1\end{cases} \qquad (3.29)$$

Rezolvînd sistemele de ecuații 3.28 și 3229 se determină numerele de dinți z_5,z_6,z_3 și z_4.

3.4.2. Determinarea numărului de dinți în cazul schimbătorului cu roți cu dantură mixtă

Pentru schimbătoarele de viteze din fig.3.11 considerînd că roțile z_1,z_2,z_3 și z_4 au dantură înclinată, iar roțile z_5,z_6,z_7 și z_8 au dantură dreaptă relația 3.24 devine:

$$\frac{z_1+z_2}{\cos\beta_{12}} = \frac{z_3+z_4}{\cos\beta_{34}} = z_5+z_6=z_7+z_8=o_1 \qquad (3\text{-}3o)$$

Pentru a realiza o descărcare a lagărelor de forţe axiale în cazul roţilor dinţate cu dinţi înclinaţi este necesar ca valoarea unghiului de înclinare să fie diferită ($\beta_{12}>\beta_{34}$ β_{56} etc). Pentru ca şirul 3.3o să rămînă constant este necesar ca numărătorul să crească de la stînga la dreapta. Rezultatele experimentale au arătat că suma dinţilor roţilor dinţate cu dinţi înclinaţi trebuie să crească cu 2-3 unităţi de la intrarea spre ieşirea cutiei de viteze.

Astfel pentru schimbătorul de viteze din fig.3.24 rezultă:

$$z_1+z_2<z_3+z_4<z_5+z_6=z_7+z_8 \qquad (3.31)$$

Pentru determinarea numerelor de dinţi putem scrie:

- pentru treapta I

$$i_{s1} = \frac{z_2}{z_1}\cdot\frac{z_7}{z_8} \qquad (3.32)$$

Alegînd $\frac{z_2}{z_1} = \frac{z_7}{z_8}$ rezultă $\frac{z_2}{z_1} = \sqrt{i_{s1}}$ (3.33)

Adoptînd valoarea constantei o_1 , valoarea unghiului $\beta_{12}<35^0$(putem determina $z_1 \geq z_{1min}=17\cos^3\beta_{12}$) şi $z_7+z_8=z_1+z_2+(4...6)$ rezultă:

$$\begin{cases} z_2 = z_1\sqrt{i_{s1}} \\ \dfrac{z_1+z_2}{\cos\beta_{12}} = o_1 \end{cases} \qquad (3.34) \qquad \begin{cases} z_7+z_8=z_1+z_2+(4+...6) \\ \dfrac{z_8}{z_7} = \sqrt{i_{s1}} \end{cases} \qquad (3.35)$$

- pentru treapta a II-a

$$\begin{cases} \dfrac{z_2}{z_1}\dfrac{z_5}{z_6} = i_{s2} \\ z_5+z_6 = o_1 \end{cases} \qquad (3.36)$$

cu condiţia $z_5+z_6 = z_7+z_8$

- pentru treapta a III-a

$$\begin{cases} \dfrac{z_2}{z_1}\cdot\dfrac{z_4}{z_3} = i_{s3} \\ \dfrac{z_3+z_4}{\cos\beta_{34}} = o_1 \end{cases} \qquad (3.37)$$

cu condiţia $z_1+z_2 < z_3+z_4 < z_5+z_6$

Rezolvînd sistemele (3.34...3.37) obţinem numerele de dinţi ai roţilor dinţate ale cutiei de viteze.

Rotunjirile la numerele întregi pentru dinţi se face astfel ca rapoartele de transmitere definitive să fie cît mai apropiate de cele stabilite la etajarea schimbătorului de viteze,ţinînd cont şi de acoperirile treptelor superioare, care se schimbă mai des, să nu se micşoreze.

După definitivarea rapoartelor de transmitere se trasează diagrama fierăstrău (fig.3.2) pentru verificarea acoperirilor reale dintre trepte.

3.5. Determinarea numărului de dinţi pentru angrenajul transmisiei principale organizată după soluţia totul în faţă sau totul în spate.

Necesitatea determinării numărului de dinţi ai transmisiei principale organizată după soluţia "totul în faţă" sau "totul în spate" apare ca urmare a faptului că aceasta este montată într-un carter comun cu a schimbătorului de viteze şi drept urmare este necesar să se dimensioneze şi aceasta odată cu dimensionarea angrenajelor cilindrice ale cutiei de viteze.

La aceste soluţii pinionul conducător face corp comun cu arborele secundar al schimbătorului de viteze,iar roata condusă împreună cu diferenţialul se montează între ambreiaj şi schimbătorul de viteze. In cazul în care motorul este dispus longitudinal transmisia principală este formată dintr-un angrenaj conic, iar în cazul dispunerii transversale a motorului transmisia principală este realizată sub forma unui angrenaj cilindric.

Numărul de dinţi ai transmisiei principale se determină funcţie de raportul de transmitere i_o al acesteia. Astfel:

$$z_2 = i_o\cdot z_1 \qquad (3.38)$$

unde z_1 se adoptă:

- pentru angrenajul cilindric $z_{1min} \geq 17 \cos^3 \beta$

- pentru angrenajul conic conform cap.4 sau a literaturii de specialitate [2,13,14,16,18] ţinînd cont de restricţiile impuse de tipul danturii şi a modului de prelucrare(Gleason,Oerlicon Klingelnberg, hipoidă etc.).

CAP.4. PROIECTAREA ORGANOLOGICA A SCHIMBATORULUI DE VITEZE

4.1. Regimuri de calcul ale transmisiei automobilului

Scoaterea din funcţiune a organelor şi mecanismelor automobilului poate avea loc în următoarele cazuri:

- sub acţiunea unei sarcini dinamice ce solicită o singură dată organul de maşină şi care dă naştere la eforturi unitare ce depăşesc rezistenţa admisibilă;

- sub acţiunea unor sarcini periodice (ciclice) ce duc la distrugerea organelor de maşină prin oboseală.

Determinarea sarcinilor dinamice se poate face doar pentru un număr limitat de cazuri şi cu anumite ipoteze simplificatoare. Mărimea sarcinii dinamice se precizează prin coeficientul de încărcare dinamică c_d, ce reprezintă raportul dintre sarcina dinamică maximă şi o sarcină luată ca bază de referinţă:

$$c_d = \frac{M_{dmax}}{M_{tmax}} \qquad (4.1.)$$

Dacă în calculul de dimensionare-verificare a organelor de maşini se ţine seama de coeficientul de încărcare dinamică atunci momentul de calcul:

$$M_{tc} = c_d \cdot M_{max} \qquad (4.2)$$

unde: M_{max} este momentul maxim ce acţionează pe arborele respectiv al cutiei de viteze, iar eforturile admisibile din organul de maşină calculat se pot apropia de valorile limitei de curgere a materialului din care este confecţionat.

Încărcările dinamice mari pot apare:

- la pornirea de pe loc a automobilului cu eliberarea bruscă a pedalei ambreiajului;
- la frînarea bruscă cu frînă pe transmisie;
- la schimbarea treptelor pentru frînarea cu motorul la coborîrea unei pante.

In toate celelalte cazuri încărcările dinamice sînt limitate de momentul static de frecare al ambreiajului.

Experimental s-a constatat că încărcările dinamice cele mai mari iau naştere în cazul porniri din loc cu eliberarea bruscă a pedalei ambreiajului. Pentru calculul coeficientului de încărcare dinamică pot fi utilizate relaţii empirice de forma [2]:

$$c_d = \beta \frac{i_T + 8}{i_T} \qquad (4.3)$$

în care i_T este raportul total de transmitere în treapta considerată, iar β coeficientul de siguranţă al ambreiajului cu valorile β=1,3...1,75 pentru autoturisme; β =1,6...2,0 pentru autocamioane şi autobuze; β = 2,0...3,0 pentru autocamioane cu remorcă.

Pentru calculele de dimensionare sau verificare valoarea coeficientului de încărcare dinamică se poate determina cu relaţia 4.3 sau se poate adopta funcţie de tipul autoturismului. Astfel:

c_d = 1,5...2,0 pentru autoturisme;

c_d =2,00...2,5 pentru autobuze şi autocamioane obişnuite

c_d = 2,5...3,0 pentru automobile cu sarcină utilă mare.

Determinarea sarcinilor periodice necesare pentru calculul la oboseală sau la durabilitate a organelor de maşini în cazul autovehiculelor este dificilă deoarece aceste sarcini variază în limite foarte largi şi depind de mai mulţi factori(tipul automobilului, tipul şi starea drumului, condiţiile de exploatare etc.).

Principiile şi metoda pentru determinarea încărcării echivalente pentru calculul durabilităţii transmisiei sînt prezentate în[2].

4.2. Angrenajele schimbătorului de viteze

4.2.1. Materiale

In construcţia roţilor dinţate din industria auto se preferă oţelurile de cementare, pentru a se obţine minimum de material necesar. Roţile dinţate executate din oţeluri de cementare au pînă la 0,25 %(după unii autori pînă la 0,30 C) şi din această cauză au rezistenţă redusă la

solicitări statice și dinamice, precum și o rezistență slabă la uzură. Prin cementare crește conținutul de carbon în stratul superficial care prin călire și revenire joasă, duce la obținerea unei structuri martensitice. In tabelul 4.1 și 4.2 sînt prezentate oțelurile de cementare utilizate în fabricarea roților dințate pentru industria auto.

Tratamentele termice și termo-chimice ce pot fi aplicate roților dințate din oțeluri de cementare sînt:

- cementarea (carburare) ce poate fi executată în medii solide sau gazoase. Carburarea în medii solide se face utilizînd ca amestecuri de carburare cărbune de lemn 75-80 %, iar restul carbonați de bariu ($BaCO_3$) și calciu($CaCO_3$). Părțile roții dințate ce nu trebuie carburate se acoperă cu diverse paste sau se cuprează. Carburarea în mediu gazos se face în gaz natural, gaze de pirolină a hidrocarburilor lichide sau un amestec de endogaz și gaz natural;

- nitrocementarea prin care stratul superficial se îmbogățește simultan cu carbon și azot. Atmosfera de carbonitrurare poate fi formată din amoniac (NH_3) și gaz natural; NH_3,endogaz și gaz natural; hidrocarburi lichide și NH_3. Cînd nitrocementarea se execută în mediu lichid aceasta se numește cianizare și se aplică în special roților dințate cu modul mic executate din oțeluri cu conținut mic de carbon. Pentru cianizare baia este formată de obicei din NaCN, Na_2CO_2 și NaCl.

Tratamentul termic de cementare se recomandă pentru roțile dințate ale cutiilor de viteze ce echipează autocamioanele cu sarcină utilă mai mare de 2×10^4N, precum și autobuzele.Grosimea stratului cementat trebuie să fie de (0,8..1,5) x modulul(10 - 15 % din grosimea dintelui pe cercul de divizare).

Tratamentul termic de cianurare se aplică roților dințate din cutiile de viteze de la autovehiculelor cu sarcină utilă pînă la 2×10^4 N și se aplică în general oțelurilor Cr-Ni-Mo.

Aceste tratamente aplicîndu-se roților dințate și producînd deformații mari impune rectificarea danturii,iar la roțile conice pentru care în general nu există procedee de rectificare, călirea în matrițe și apoi lepuirea danturii.

4.2.2. Calculul roților dințate cilindrice

Roțile dințate cilindrice utilizate în cutiile de viteze auto sînt roți dințate cu dinți drepți sau înclinați (unghiul de înclinare β putînd ajunge pînă la 35°). Cele cu dinți drepți se utilizează pentru treptele de viteză la care cuplarea se realizează prin baladoare precum și pentru treapta de mers înapoi. Cele cu dinți înclinați se utilizează pentru treptele superioare, cuplarea realizîndu-se cu mufe de cuplare sau cu sincronizator.

Roțile dințate ce realizează transmisia principală (grupul conic) sînt roți dințate conice cu dinți curbi.

Calculul roților dințate folosit în cutia de viteze a autovehiculelor se face urmînd aceleași reguli de proiectare proprii angrenajelor și în general au la bază determinarea distanței dintre axe sau a modulului.

Calculul făcîndu-se după ce proiectarea cinematică a cutiei de viteze a fost încheiată, sînt cunoscute:

- variația puterii motorului;
- numărul de dinți ai fiecărei roți și ca urmare raportul de transmitare al fiecărui angrenaj;
- domeniul de variație al fiecărui arbore în parte.

4.2.2.1. Dimensionarea angrenajelor cilindrice

Distanța dintre axele roților dințate cilindrice se determină cu relația:

$$a_w > \text{INTEGER}\left[\max\left(a_{\min i}\right)\right] \; ; \; i = 1..3 \qquad (4.2)$$

unde:

$a_{\min 1} = 26 \sqrt[3]{M_{max}}$ [mm] (4.5.a) - pentru autoturisme

$a_{\min 1} = 40 \sqrt[3]{M_{max}}$ [mm] (4.5.b) - pentru autocamioane și autobuze

relații în care M max reprezintă momentul motor maxim al motorului exprimat în daN.m iar:

$$a_{min\,2} = (u+1) \sqrt[3]{\frac{M_{toi}}{2\psi_a \sigma^2_{HP} \cdot u} K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} (Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_H)^2} \qquad (4.6)$$

și

$$a_{min3} = \sqrt[3]{\frac{M_{toi} \cdot z_1 (u+1)^2}{2\psi_a \cdot \cos\beta \sigma^2_{FP}} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} (Y_\varepsilon Y_\beta Y_{Fa} Y_{Sa})} \qquad (4.7)$$

In relațiile 4.6 și 4.7 M_{toi} reprezintă momentul de torsiune pe arborele conducător al angrenajului "i" determinat cu relația 4.2, semnificația celorlalte mărimi fiind prezentată în tabelul 4.3.

în concordanţă cu STAS 1226B-84 şi [13.14.16].

Modulul roţilor dinţate se determină cu relaţia:

$$m_n = \frac{2a_w \cos\beta}{z_\Sigma (u+1) + 2\cos\beta} \qquad (4.8)$$

şi se standardizează conform STAS 821-82 (vezi tabelul 4.9) sau conform tabelului 4.11 dacă se utilizează diametrul pitch .

Dacă pentru adaptarea modulului se utilizează diametrul pitch (DP) valoarea modulului normal pentru calculul elementelor geometrice ale angrenajului se determină cu relaţia:

$$m_n = \frac{25{,}4}{DP} \quad [mm] \qquad (4.9)$$

sau se determină din tabelul 4.11.

Proiectarea (dimensionarea) roţilor dinţate pentru cutiile de viteze auto se poate face şi prin determinarea modulului conform tabelului 4.1c sau a fig.4.2c [2] şi apoi după calcularea elementelor geometrice ale angrenajului acesteaa se verifică la încovoiere la baza dintelui şi la oboseală de contact.

Pentru roţile dinţate ale treptelor superioare (unde raportarle de transmitere sînt reduse) se folosesc uneori angrenaje cu unghiul de angrenare de $17^{0}30'$ sau 14^{0} ceea ce face să crească gradul de acoperire, iar încărcarea pe dinte să scadă.

4.2.2.2. Calculul elementelor geometrice ale angrenajelor cilindrice

Calculul elementelor geometrice se va face conform tabelului 4.12 pentru roţile dinţate executate cu scule tip cremalieră şi conform [13 , 14 etc.] pentru angrenajele executate cu scule tip roată.

4.2.2.3. Verificarea angrenajelor cilindrice

Verificarea angrenajelor cilindrice se face:

a) la solicitarea de contact a flancurilor dinţilor cu relaţia:

$$\sigma_H = Z_H Z_\varepsilon Z_\Sigma Z_\beta \sqrt{\frac{F_{tH} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} (U+1)}{b_w \cdot d_{w1} \quad u}} \leq \sigma_{HP} \qquad (4.10)$$

b) la solicitarea de încovoiere la piciorul dintelui cu relaţia:

$$\sigma_F = \frac{F_{tF} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}}{b \cdot m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \leq \sigma_{FP} \qquad (4.11)$$

Semnificaţia parametrilor din relaţiile 4.10 şi 4.11 conform tabelului 4.3, cu excepţia lui F_t ($F_{tF} = F_{tH} = F_t$) ce se determină conform § 4.2.2.4.

Verificarea se face atît pentru pinion cît şi pentru roata condusă.

4.2.2.4. Forţe în angrenajele cilindrice

a) Angrenajul cilindric cu dinţi drepţi (fig.4.22)

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_{w1}} \qquad F_{t2} = \frac{2M_{t2}}{d_{w2}} \qquad (4.12.a)$$

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha_w \qquad F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha_w \qquad (4.12.b)$$

$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos\alpha_w} \qquad F_{n1} = \frac{F_{t2}}{\cos\alpha_w} \qquad (4.12.c)$$

Deoarece $\eta_a = 0{,}98 \ldots 0{,}995$ se poate considera $F_{t1} = F_{t2} = F_t$; $F_{r1} = F_{r2} = F_r$ şi $F_{n1} = F_{n2}$

b) Angrenajul cilindric cu dinţi înclinaţi (fig.4.23)

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_{w_1}} \qquad F_{t2} = \frac{2M_{t2}}{d_{w_2}} \qquad (4.13.a)$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}\alpha_{wt} \qquad F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\alpha_{wt} \qquad (4.13.b)$$

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg}\beta \qquad F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg}\beta \qquad (4.13.c)$$

$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos\alpha_{wn} \cos\beta} \qquad F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos\alpha_{wn} \cos\beta} \qquad (4.13.d)$$

Pentru că $\eta \cong 1$ se poate considera $F_{t1} = F_{t2}$; $F_{r1} = F_{r2}$; $F_{a1} = F_{a2}$ şi $F_{n1} = F_{n2}$

Tabelul 4.1.

Caracteristici mecanice ale oţelurilor de cementare(după cementare,călire,revenire joasă [1o]

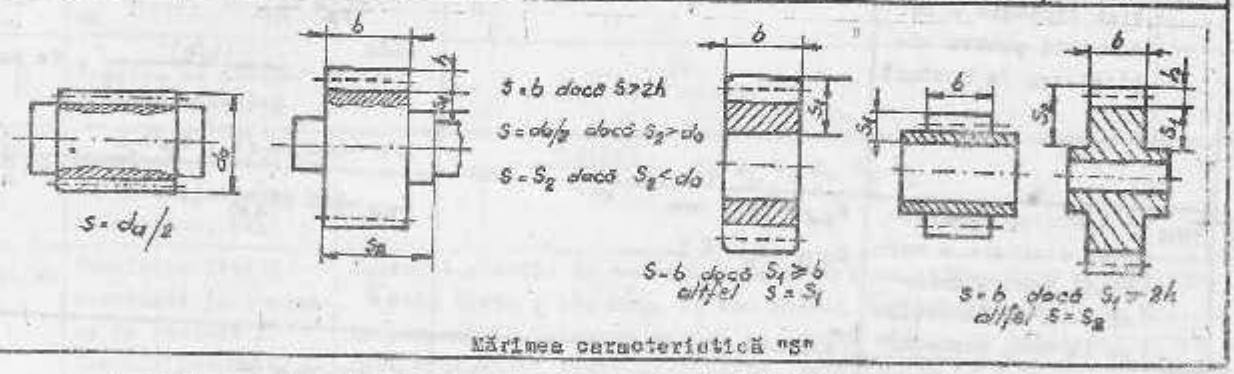
Marca oţelului	Limita de curgere MPa	Rezistenţa la rupere σ_r în MPa	Alungirea %	Gîtuirea %	Duritatea HRC		Rezistenţa la oboseală σ_{-1} în MPa
					în miez	în strat superficial	
15 Cr o9	42o	8oo	11	45	3o	54	31o
18 Mn Cr 1o	55o	95o	1o	45	47	56	34o
21 Mo Mn Cr 12	75o	11oo	1o	4o	3o...4o	56	44o
21 Ti Mn Cr 12	8oo	12oo	9	5o	4o	59	44o
28 Ti Mn Cr 12	1ooo	14oo	8	45	4o	59	63o
13 Cr Ni 3o	65o	1o5	1o	55	-	56	-
18 Mo Cr Ni 13	7oo	11o	9	45	25...35	56	38o
2o Mo Ni 35	7oo	11o	11	4o	-	-	-

Variaţia durităţii de la capătul călit conform fig.4.1?

Tabelul 4.2.

Materiale pentru roţi dinţate cementate şi călite 13,14

Mărci	Duritatea recomandată MPa		"S" (mm) - v.fig.		Domeniul de preferinţă
	Miez HV	Flanc HV	Roată		
			nedanturată	danturată	
18 Mn Cr 1o	3ooo-45oo	63oo-78oo	1o ÷ 1oo	16 - 15o	16 - 15o
21 Mo Mn Cr 12			16 - 16o	16 - 25o	1oo - 25o
18 Mo Cr Ni 13			1oo - 25o	15o - 5oo	15o - 5oo
17 Cr Ni Mo 6			1oo - 25o	15o - 5oo	15o - 5oo

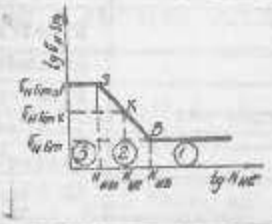


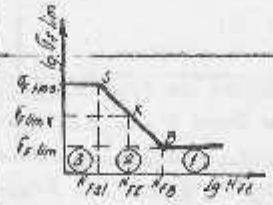
Mărimea caracteristică "S"

Factori, coeficienţi, tensiuni pentru angrenaje cilindrice Tabelul 4.3.

Factori, coeficienţi, tensiuni		Dimensionare	Verificare
simbol	- denumire		
K_A	factorul de utilizare	Pentru treptele cu raportul de transmitere $u \leq 1$. K_A = 1,25...1,75 Pentru treapta de supraviteză ($u > 1$) K_A = 1,4...2,o	
K_V	factorul dinamic	K_V =1,2 la dantura dreaptă şi K_V=1,15 la dantura înclinată dacă se alege precizia angrenajului conform STAS 12192-84(v.tab14.4)în corelaţie cu viteza v_t. Dacă nu se poate aprecia v_t ,atunci se apreciază iniţial o valoare K_V,se determină preliminar a şi d iar din fig.4.2a sau fig. 4.2.b se stabileşte noua valoare K_V şi dacă diferă mai mult de 1o% faţă de K_V apreciat iniţial,se recalculează a_{min}.	Metoda B conform [15] Metoda O poate fi aplicată dacă sînt îndeplinite condiţiile: a) roţi dinţate din oţel,discuri pline sau coroane dinţate grele; b) pinioane cu $z_1 \geq$ 5o dinţi c) încărcări medii sau mari(F_{tH}/b_w > 15o daN/mm) d) funcţionare în domeniul suboritic, ceea ce înseamnă la danturi înclinate $v.z_1/1oo < 14$, iar la danturi drepte $v.z_1/1oo <$ 1o e) pentru $v.z_1/1oo < 3$ metoda se poate utiliza pentru toate formele de roţi cilindrice. K_V se adoptă din fig.4.?.a pentru roţi dinţate cu dinţi drepţi(β=o) sau din

			fig.4.2.b pentru danturi înclinate cu $\varepsilon_\beta \geq 1$. Pentru danturi înclinate cu $\varepsilon_\beta < 1$ se face o interpolare liniară deci: $K_v = K_{v\beta} - \varepsilon_\beta (K_{v\beta} - K_{v\alpha})$ unde $K_{v\alpha}$ este valoarea lui K_v determinat din fig.4.1.a ca pentru o dantură dreaptă, iar $K_{v\beta}$ din fig.4.2.b.
$K_{H\beta}$	- factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii pentru solicitarea de contact	$K_{H\beta} = 1,3...1,4$ dacă se adoptă Ψ_d conform tab.4.5 . Dacă nu ... se respectă indicațiile, atunci se apreciază inițial o valoare $K_{H\beta}$ și după stabilirea preliminară a dimensiunilor a,d și b se determină conform tab.4.6. noua valoare $K_{H\beta}$ și la diferențe mai mari de 10 % se reia calculul pentru a_{min}.	Metoda B și C conform [15] Metoda D - conform tabelului 4.6.
$K_{H\alpha}$	- factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii pentru solicitarea de încovoiere la baza dintelui	$K_{H\alpha} \cong 1$ (treptele de precizie ≤ 7)	Din fig.4.3 în funcție de viteza periferică și treapta de precizie după criteriul de funcționare lină.
$K_{F\beta}$	- factorul repartiției frontale a sarcinii pentru solicitarea de contact	$K_{F\beta} \cong K_{H\beta}$	Din fig.4.4 sau cu relația: $K_{F\beta} = K_{H\beta}^N$ unde $N = \frac{(b/h)^2}{1+(b/h)+(b/h)^2}$, în care $b/h = \min (b_1/h_1 ; b_2/h_2)$
$K_{F\alpha}$	- factorul repartiției frontale a sarcinii pentru solicitarea de încovoiere la baza dintelui	$K_{F\alpha} \cong 1/Y_\varepsilon$ sau $K_{F\alpha} \cdot Y_\varepsilon \cong 1$	$K_{F\alpha} = 1+2\,(K_{H\alpha} - 1)$
Y_ε	- factorul gradului de acoperire	$Y_\varepsilon \cong \frac{1}{K_{F\alpha}}$ sau $Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cong 1$	$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha_n}}$ unde ε_{α_n} este gradul de acoperire frontal al angrenajului echivalent cu dinți drepți
Y_β	- factorul înclinării dintelui	$Y_\beta = 1$ la danturile cu $\beta = 0^0$ $Y_\beta = 0,9$ pentru $0 < \beta \leq 10^0$ $Y = 0,8$ pentru $\beta > 10^0$	$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta^0}{120} \geq Y_{\beta min}$ cu $Y_{\beta min} = 1 - 0,25\varepsilon_\beta \geq 0,75$
Y_{Fa}	- factorul de formă al dintelui	$Y_{Fa} \approx 2,5$ și după stabilirea valorilor X_{n1} și X_{n2} se determină un nou Y_{Fa} din fig. 4.5...fig.4.9 și dacă diferă mult se reia calculul cu noua valoarea Y_{Fa}	Y_{Fa} se determină din fig.4.5...4.9
Y_{Sa}	- factorul concentratorului de tensiune	$Y_{Sa} \cong 2$	Y_{Sa} se determină din fig.4.1...fig. 4.14.
Z_E	- factorul de material, în $MPa^{1/2}$	Roțile fiind din oțel $Z_E = 189,8\ MPa^{1/2}$	

Z_ε	Factorul gradului de acoperire	$Z_\varepsilon \approx 0,95$ la danturi drepte şi înclinate cu $\Psi_d \leq 0,5$ $Z_\varepsilon \approx 0,88$ la danturi înclinate cu $\Psi_d > 0,5$	Pentru angrenaje cu dinţi drepţi $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$ Pentru angrenaje cu dinţi înclinaţi cu $\varepsilon_\beta < 1$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}(1-\varepsilon_\beta)+\frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$ iar cu $\varepsilon_\beta \geq 1$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$
Z_β	Factorul înclinării dinţilor	$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$	
Z_H	Factorul zonei de contact	$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\sin\alpha_t \cos\alpha_t}}$ unde $\beta_b = \text{arc sin}(\sin\beta \cdot \cos\alpha_n)$, iar $\alpha_t = \text{arc tg}(\text{tg}\alpha_n/\cos\beta)$. Pentru dantura dreaptă $Z_H = 2,5$	
Ψ_a	Coeficient de lăţime $\Psi_a = b/a$	$\Psi_a = \frac{2\Psi_d}{u+1}$; cu Ψ_d conform tabelului 4.4?	
Ψ_m	Coeficient de lăţime $\Psi_m = b/m$	$\Psi_m = \Psi_d \cdot z_1$; cu Ψ_d conform tabelului 4.4.	
Ψ_d	Coeficient de lăţime	$\Psi_d = b/d$; se adoptă din tabelul 4.4.	
β	Unghiul de înclinare al danturii	$\beta = 0 \ldots 35°$ vezi cap.3.	
σ_{HP}	Tensiunea admisibilă la solicitarea de contact, MPa	$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_{HP}} Z_N Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X$	
σ_{Hlimb}	Tensiunea limită efectuată la oboseală de contact a flancurilor, în MPa	Pentru oţelurile de cementare cu HV = 630...780 (HRC = 56...63) $\sigma_{Hlim} = 1450 \pm 150$ MPa. În mod normal σ_{Hlimb} se adoptă la mijlocul intervalului. Valoarea maximă se adoptă când s-au respectat şi au fost controlate toate condiţiile referitoare la material şi tratament termic.	
S_{HP}	Factor de siguranţă	În cazul unei funcţionări normale $S_{HP} = 1,15$	
Z_N	Factorul de durabilitate		Pentru $N_{HE} \leq 10^5$ $Z_{Nst} = 1,3$ Pentru $10^5 \leq N_{HE} < 5 \cdot 10^7$ $Z_N = \sqrt[13]{\frac{5 \cdot 10^7}{N_{HE}}}$ Pentru $N_{HE} \geq 5 \cdot 10^7$ $Z_N = 1$ Pentru determinarea numărului de cilindri N_{PE} se va determina timpul de funcţionare conf. § 4.4.
Z_L	Factorul materialului de ungere	$Z_L \approx 1$ sau din fig.4.15?	Din fig.4.15?
Z_R	Factorul rugozităţii flancurilor	$Z_R \approx 1$	Grafic din fig.4.16.
Z_V	Factorul vitezei periferice	$Z_V \approx 1$	Grafic din fig.4.17.
Z_W	Factorul raportului durităţii flancurilor	$Z_W = 1$	$Z_W = 1$

Z_X	Factorul de dimensiune	$Z_X = 1$	$Z_X = 1$
σ_{FP}	Tensiunea admisibilă la încovoiere la piciorul dintelui	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{o\,lim}}{S_{FP}} Y_N Y_\delta Y_R Y_X$	
σ_{olim}	Tensiunea limită la oboseală la piciorul dintelui	Conform tabelului 4.8.	
Y_N	Factorul durabilității	 Pentru $N_{FE} \leq 10^3$ $Y_{N\,st} = 1,6$ Pentru $10^3 < N_{FE} \leq 3.10^6$ $Y_N = \sqrt[17]{\frac{3.10^6}{N_{FE}}}$ Pentru $N_{FE} > 3.10^6$ $Y_N = 1$ Pentru determinarea nr.de cicli N_{FE} se va determina timpul de funcționare a fiecărei trepte ca la § 4.4.	
Y_δ	Factorul de reazem	$Y_\delta = 1,1$	Grafic din fig.4.18.
Y_R	Factorul rugozității	$Y_R \cong 1$	Grafic din fig.4.19.
Y_X	Factorul de dimensiune	Pentru $m_n \leq 5$ $Y_X = 1$, iar pentru $5 < m_n \leq 30$ $Y_X = 1,05 - 0,01\,m_n$	

Tabelul 4.4.

Treptele de precizie pentru angrenajele din industria auto(extras din STAS 12196-84)

Treapta de precizie	Rugozitatea flancurilor R_a, în μm	Viteza periferică , m/s		Tehnologia de fabricație
		cu dinți drepți	cu dinți înclinați sau curbi	
6	$\leq 0,8$	Până la 15	Până la 30	Frezare,rectificare gebăruire
7	$\leq 1,6$	Până la 10	Până la 15	

Tabelul 4.5.

Recomandări pentru Y_d la angrenajele durificate superficial

Duritatea flancului	Amplasarea pinionului	Treapta de precizie	
		6	7
$HB_{1,2} \geq 3500$ MPa	Simetrică între reazeme	$\leq 1,0$	$\leq 0,7$
	Asimetrică între reazeme	$\leq 0,7$	$\leq 0,4$
	În consolă	$\leq 0,4$	$\leq 0,3$

Tabelul 4.6.

Factorul $K_{H\beta}$ pentru angrenajele cilindrice

Duritatea flancurilor dinților	Treapta de precizie	Poziția pinionului față de reazem	Relația de calcul K_H
$HB_{1,2} \geq 3500$ MPa	6	Simetrică	$0,2\Psi_d+1$
	6	Nesimetrică	$0,3\Psi_d+1$
	7	Simetrică	
	6	În consolă	$0,5\Psi_d+1$
	7	Nesimetrică	
	7	În consolă	$0,7\Psi_d+1$

Tabelul 4.7.

Uleiuri pentru transmisiile autovehiculelor (simbol T)

Simbolul	Viscozitatea la 100°C cSt		Observații
	min	max	
T 75 W	4,1	-	Uleiul se poate utiliza neadditivat (ex.T 90), moderat additivat (ex. T 90 EP 2) sau puternic additivat (ex.T 90 EP 3)
T 80 W	7	-	
T 85 W	11	-	
T 90	13,5	24	
T 140	24	41	
T 250	41	-	

Tabelul 4.8.

σ_{lim} pentru oţelurile cementate (extras din STAS 12225-84)

Materialul danturii	Tratament termic sau termochimic	Duritatea flancului în zona de racordare	σ_{lim}, MPa
Oţeluri aliate cu Ni > 1% şi Cr < 1%	Se asigură controlul şi reglarea carburării, iar C %=0,75 - 1,1 %	HRC = 57...63	930
Celelalte mărci de oţeluri aliate			850
Toate mărcile de oţeluri aliate	Nu se asigură controlul şi reglarea carburării, iar C %=0,6-1,4 %	HRC = 56...63	800
Oţeluri aliate cu Ni > 1%	Sînt posibile decarburări	HRC = 55...63	800
Celelalte mărci de oţeluri aliate			700
Oţeluri Cr-Mn-Mo	Nitrocementare C = 0,7 - 1 % şi N = 0,15 - 0,5 %	HRC = 57...63	950
Oţeluri fără Mo			750
Obs. Dacă dantura se rectifică după cementare, se reduce cu 25 %, iar dacă se durifică prin deformare se măreşte σ_{lim} cu 15%.			

Tabelul 4.9.

Valorile modulului în mm

Sirul I	Sirul II
1	1,125
1,25	1,375
1,5	1,75
2,0	2,25
2,5	2,75
3,0	3,5
4,0	4,5
5,0	5,5
6,0	7,0
8,0	9,0
10,0	11,0
etc.	

Tabelul 4.10.

Date necesare pentru alegerea diametrului pitch

Tipul automobilului	Momentul motor daN.m	D.P. dantura dreaptă	D.P. dantura înclinată
Autoturisme	pînă la 16,6	10	12
	17,3-27,6	8	12
	peste 27,6	8	10
Autocamioane şi autobuze	pînă la 27,6	7	8
	27,6-34,6	6	7
	34,6-41,5	6	6
	peste 41,5	5	6
Obs. Pentru roţile cu dinţi înclinaţi se dă diametrul pitch normal.			

Tabelul 4.11.

Echivalenţa între modul şi diametrul pitch												
Modul(m) mm	2	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8
Diametrul pitch(DP) dinţi/ţol	12,7	11,29	10,16	9,24	8,47	7,26	6,35	5,64	5,08	4,62	4,23	3,63	3,17
Echivalenţa între diametrul Pitch şi modul													
Diametrul Pitch(DP) dinţi/ţol	3 1/2	4	5	6	7	8	9	10	11	12			
Modul(m) mm	7,26	6,35	5,08	4,23	3,63	3,175	2,82	2,54	2,31	2,115			

Tabelul 4.12.

Calculul elementelor geometrice (minime) ale angrenajelor cilindrice exterioare

Elementul de calcul	Relaţie de calcul şi recomandări
DATE INITIALE	
m_n - modulul normal - conform STAS 822-82 - v.tab.4.9 dacă este adoptat în mm şi conform tab.4.10 dacă este indicat diametrul pitch($m_n = 25,4 / DP$);	
z_1, z_2 - numerele de dinţi ale angrenajului; Profilul de referinţă normal - conform cremalierei de referinţă STAS 821-82($\alpha_n = 20^0, h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$) sau a altor norme acceptate de producător($\alpha_n = 14^0$; $\alpha_n = 17^0 30'$)	
β - unghiul de înclinare al dintelui ($\beta = 0...35^0$) - cu observaţiile de cap.3 şi tab.4.3)	
u - raportul numerelor de dinţi $u = z_{mare} / z_{mic}$	
i - raportul de transmitere $i = n_1/n_2 = z_2/z_1$	
a_w - distanţa dintre axe (vezi § 4.2.2.1).	
PARAMETRII DE BAZA AI ANGRENAJULUI	
Modulul frontal, m_t	$m_t = m_n / (\cos \beta)$

Unghiul de (divizare)frontal al dintelui	$tg\alpha_t = \frac{tg\alpha_n}{\cos\beta}$
Distanţa(de referinţă) dintre axe a angrenajului a	$a = \frac{m_t(z_1+z_2)}{2}$ cu $\lvert a_w - a\rvert \leq m_n$
Unghiul de angrenare, α_{wt} în plan frontal.	$\cos\alpha_{wt} = (\frac{a}{a_w})\cos\alpha_t$
Unghiul de angrenare normal α_{wn}	$\cos\alpha_{wn} = (\frac{a}{a_w})\cos\alpha_n$
Suma deplasărilor specifice (normale) de profil x_Σ (pentru $a_w \neq a$)	$x_\Sigma = \frac{(inv\alpha_{wt} - inv\alpha_t)(z_1+z_2)}{2\,tg\alpha_n}$ în care $inv\alpha = tg\alpha - \frac{\pi\alpha^\circ}{180^\circ}$
Deplasările specifice (normale) de profil $x_{1,2}$	Grafic din fig.4.21
Diametrele de divizare, $d_{1,2}$	$d_{1,2} = m_t \cdot z_{1,2}$
Diametrele cercurilor de picior $d_{f1,2}$	$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2m_n(h_a^* + c^* - x_{1,2})$
Înălţimea dinţilor, h	$h = a_w - m_n c^* - \frac{d_{f1}+d_{f2}}{2}$
Scurtarea dinţilor, Δh	$\Delta h = m_n(2h_a^* + c^*) - h$ Se calculează când $a_w \neq a$ şi $\lvert a_w - a\rvert > 0$
Diametrele de cap $d_{a1,2}$	$d_{a1,2} = d_{f1,2} + 2h$
Diametrele de bază $d_{b1,2}$	$d_{b1,2} = d_{1,2}\cos\alpha_t$
Lăţimea danturii	- pentru roata condusă $b_2 = \Psi_d \cdot d_1$ - pentru pinion $b_1 = b_2 + (0,5 \div 1,5)\, m_n$
VERIFICAREA CALITĂŢILOR GEOMETRICE ALE ANGRENAJULUI	
Verificarea lipsei ascuţirii dinţilor, $s_{a1,2}$ $s_{a1,2} \geq 0,3\, m_n$	$s_{a1,2} = \left[\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_{1,2}tg\alpha_n}{z_{1,2}} + inv\alpha_t - inv\alpha_{a1,2}\right] d_{a1,2}$ în care $\cos\alpha_{a1,2} = \frac{d_{b1,2}}{d_{a1,2}}$
Verificarea lipsei subţierii $\rho_{u1,2} > 0$	$\rho_{u1,2} = \frac{d_{1,2}\sin\alpha_t}{2} - \frac{m_n(h_a^* - x_{1,2})}{\sin\alpha_t}$
Verificarea lipsei interferenţei profilurilor $\rho_{A1} > \rho_{u1}$; $\rho_{B2} > \rho_{u2}$ $\rho_{A1} > 0$; $\rho_{B2} > 0$	$\rho_{A1} = a_w\sin\alpha_w - \frac{1}{2} d_{b2} tg\alpha_{a2}$ $\rho_{B2} = a_w\sin\alpha_w - \frac{1}{2} d_{b1} tg\alpha_{a1}$
Verificarea continuităţii angrenării în plan frontal, ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 tg\alpha_{a1} + z_2 tg\alpha_{a2} - \frac{z_1+z_2}{tg\alpha_{wt}}}{2\pi}$ cu $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$ pentru angrenaje cu dinţi drepţi; $\varepsilon_\alpha \geq 1,0$ pentru angrenaje cu dinţi înclinaţi
Gradul de acoperire axial, ε_β	$\varepsilon_\beta = \frac{b_2\sin\beta}{\pi\, m_n}$, numai pentru angrenaje cu dinţi înclinaţi
Gradul de acoperire total, ε_γ	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$, numai pentru angrenaje cu dinţi înclinaţi.

Tabelul 4.13.

Factori, coeficienţi, tensiuni etc.		RELAŢIILE DE CALCUL	
Simbol	Denumire	Dimensionare	verificare
M_{t1}	Momentul de torsiune pe arborele conducător	M_{t1} - momentul de torsiune pe arborele secundar, conectat cu factorul de influenţă conform relaţiei 4.2.	
K_A	Factorul de utilizare	Ca la angrenajele cilindrice - v.tab.4.11.	
$K_{H\beta}$	Factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii	$K_{H\beta}$ din tab.4.14.	
K_{Hv}	Factorul dinamic	$K_{Hv} = 0,96 + 0,0007\, n_1$ unde n_1 turaţia pinionului în rot/min	

$K_{H\alpha}$	Factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii	$K_{H\alpha}=1$ (pentru treptele de precizie pentru funcţionare lină de la 1 la 7) unde treptele de precizie se adoptă conform tab.4.4.	
$K_{F\beta}$	Factorul repartiţiei frontale a sarcinii	Ca la angrenajele cilindrice v.tab.4.11.	
$K_{F\alpha}$	Factorul repartiţiei frontale a sarcinii	$K_{F\alpha}=1$	
Z_E	Factorul de material $MPa^{1/2}$	Ca la angrenajele cilindrice v.tabelul 4.11.	
Z_{Hv}	Factorul zonal de contact	$Z_{Hv}=\left[\frac{2\cos\beta_{bm}}{\sin\alpha_t\cdot\cos\alpha_t}\right]^{1/2}$ cu β_{bm} din tab.4.16 şi observaţiile de la β m din tab. 4.13.	
$Z_{\varepsilon v}$	Factorul gradului de acoperire	Ca la angrenajele cilindrice cu ε_α şi ε_β pentru angrenajul echivalent	
Z_β	Factorul înclinării dintelui	$Z_\beta=\sqrt{\cos\beta_m}$	
Y_{Fa}	Factorul de formă al dintelui	$Y_{Fa}\approx 3,5$	Pentru dantura Gleason Y_{Fa} se poate determina din fig.4.5...4.9 pentru $z_{vn}=\frac{z}{\cos\delta\cos^3\beta_m}$ şi $x_n=x_{mn}$
Y_{Sa}	Factorul concentratorului de tensiune	$Y_{Sa}\approx 2$	Y_{Sa} din fig.4.10...4.14 pentru $z_{vn}=\frac{z}{\cos\delta\cos^3\beta_m}$ şi $x_n=x_{mn}$
Y_β	Factorul înclinării dintelui	Ca la angrenajele cilindrice,vezi tab.4.11 cu $\beta=\beta_m$	
Y_ε	Factorul gradului de acoperire	$Y_\varepsilon\approx 1$	Ca la angrenajele cilindrice ,vezi tab.4.11
σ_{HP}	Tensiunea admisibilă pentru solicitarea de contact	Ca la angrenajele cilindrice (vezi tab.4.11)	
σ_{FP}	Tensiunea admisibilă pentru solicitarea la încovoiere	Ca la angrenajele cilindrice (vezi tab.4.11)	
u	Raportul numărului de dinţi	z condus/ z conducător	
Ψ_R	coeficient de lăţime	$\Psi_R=\frac{\Psi_{Rm}}{1+0,5\Psi_{Rm}}$	$\Psi_R=\frac{b_w}{R}$ v.şi tab.4.15.
β_m	Unghiul de înclinare mediu al dintelui	β_m din tab.4.16 de preferat din următorul şir 1o;15;2o; 25;3o;35;4o;45(vezi şi fig.4.24. Pentru producţie de serie mare pot fi alese şi alte valori ale unghiului β_m.	
Ψ_{dm}	Coeficient de lăţime	Ψ_{dm} se determină din tab.4.15.	$\Psi_{dm}=b_w/d_m$
A	Coeficient de lăţime	$\Psi_d\approx\frac{5}{6}\Psi_{dm}$	

Tabelul 4.14.

$K_{H\beta}$ pentru angrenaje conice cu una din roţi în consolă

Dacă dantura este bombată	Treapta de precizie	$K_{H\beta}$
Da	6	$0,1\Psi_{dm}+1$
	7	$0,2\Psi_{dm}+1$
NU	6	$0,3\Psi_{dm}+1$
	7	$0,5\Psi_{dm}+1$

Tabelul 4.15.

Valori Ψ_{dm} recomandate la angrenajele conice pentru a garanta $\Psi_{Rm}=b_w/R_m\leq 0,35$

Raportul de transmitere	Ψ_{dm}
1	0,25
1,5	0,32
2	0,40
3	0,57
4	0,74
5	0,92
6	1,10
7	1,27

Tabelul 4.16.

Numărul minim de dinţi pentru angrenajele ortogonale cu dinţi curbi

z_1	z_2	β
6	34	$\geq 42^0$
7	33	$\geq 40^0$
8	32	$\geq 38^0$
9	31	$\geq 35^0$
10	32	$\geq 28^0$
10	30	$\geq 32^0$
11	30	$\geq 25^0$
11	28	29^0-45^0
12	30	$0-15^0$
12	28	20^0
12	26	29^0-45^0

Tabelul 4.17

Elementele geometrice (minime) ale danturii în arc de cerc – Gleason cu înălţime constantă [16]

Elementul de calculat	Relaţii de calcul.Recomandări
DATE INITIALE - Numărul de dinţi ai pinionului şi ai roţii z_1 şi z_2 - unghiul dintre axele angrenajului $\Sigma = 90^0$ - Modulul frontal la diametrul exterior m_{te} (v.rel.4.17) - Unghiul de înclinare al spirei pe cercul median al roţii plane de referinţă β_m ; - Unghiul de angrenare în secţiune normală $\alpha_n = 20^0$ - Sensul spirei roţii (dreapta sau stînga).	
Unghiul conului de divizare $\delta_{1,2}$	$tg\,\delta_1 = \frac{1}{i} = \frac{z_1}{z_2}$ $\quad \delta_2 = 90^0 - \delta_1$
Diametrul cercului de divizare $d_{1,2}$	$d_{1,2} = m_{te} \cdot z_{1,2}$
Lungimea generatoarei exterioare a conului de divizare R_e	$R_e = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2}$ Vezi şi obs. din tab.4.15.
Lăţimea dintelui pe generatoare(lăţimea danturii)	$b = \Psi_R \cdot R$
Lungimea generatoarei medii a conului de divizare, R	$R = R_e - \frac{1}{2} b$
Lungimea generatoarei interioare a conului de divizare , Ri	$R_i = R_e - b$
Raportul lungimii generatoarei interioare faţă de medie	$\lambda_i = Ri/R$
Raportul lungimii generatoarei exterioare faţă de medie	$\lambda_e = Re/R$
Modulul normal în punctul mediu al dintelui, m_n	$m_n = \frac{m_{te} \cdot \cos\beta_m}{\lambda_e}$
Înălţimea capului dintelui $h_{a1,2}$	$h_{a1} = (f_a^* + x_r) m_n$; $h_{a2} = (f_a^* - x_r)\, m_n$; cu f_a^* şi x_r conform tabelului 2.18.
Diametrul cercului de cap $d_{a\,1,2}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a_1} \cos\delta_1$ $d_{a2} = d_2 + 2h_{a_2} \cos\delta_2$
Înălţimea exterioară a conului de divizare	$H_{e1} = Re \cos\delta_1$; $H_{e2} = Re \cos\delta_2$
Înălţimea exterioară a conului de cap	$H_{a1} = H_{e1} - h_{a1} \sin\delta_1$ $H_{a2} = H_{e2} - h_{a2} \sin\delta_2$
Obs. Pentru calculele celorlalţi parametri ai roţilor dinţate şi roţii plane de referinţă a dimensiunilor nominale de control precum şi verificarea calităţilor geometrice alw angrenajului se va consulta literatura de specialitate.	

Tabelul 4.18.

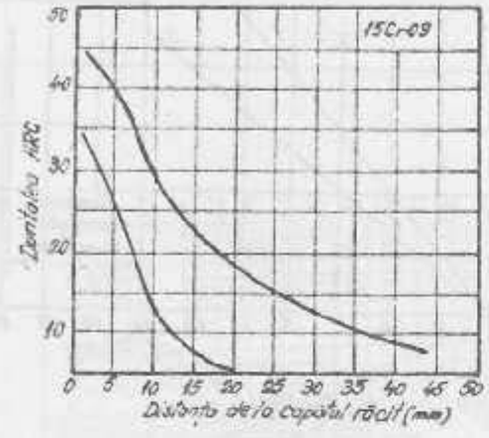
Elemente geometrice ale angrenajelor prelucrate prin metoda suprafeţei înfăşurătoare [16]

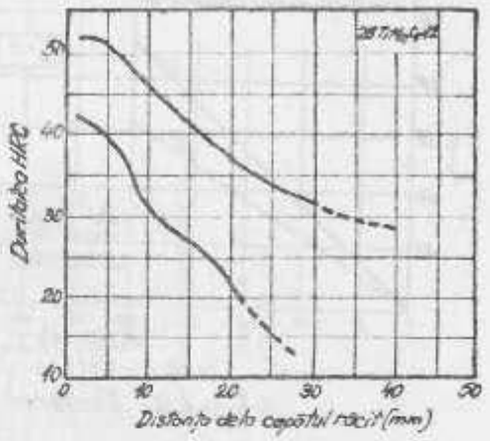
Nr.de dinţi ai pinionului	z_1	6	7	8	9	1o	12
Coeficientul înălţimii corpului dintelui	f_a^*	o,75	o,78	o,8o	o,82	o,84	o,86
Coeficientul jocului la fund	o_n	o,16	o,16	o,18	o,18	o,2	o,2
Coeficientul deplasării radiale a profilului	x_r	o,53	o,51	o,48	o,44	o,41	o,36
Raportul de transmitere	i	Coeficientul deplasării tangenţiale a profilului x_t					
	3	-	-	-	o,17	o,18	o,2
	4	-	o,15	o,17	o,32	o,31	o,29
	5	o,18	o,22	o,3o	o,34	o,32	o,3o
	6	o,24	o,29	o,36	o,34	o,32	o,3o
	7	o,29	o,35	o,36	o,35	o,33	-
	8	o,34	o,38	o,37	-	-	-
	1o	o,38	-	-	-	-	-
Unghiul de înclinare a spirei	β_m	$35^0 \ldots 40^0$					

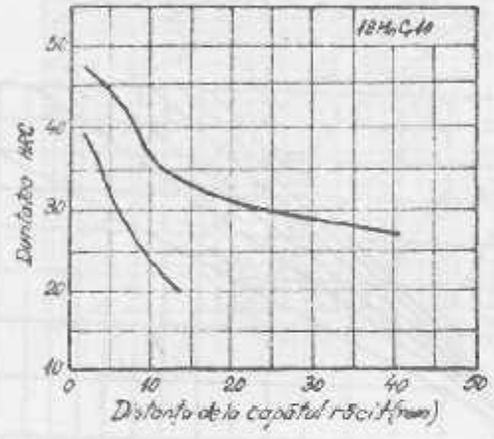
Limitele angrenajelor semiînfăşurătoare

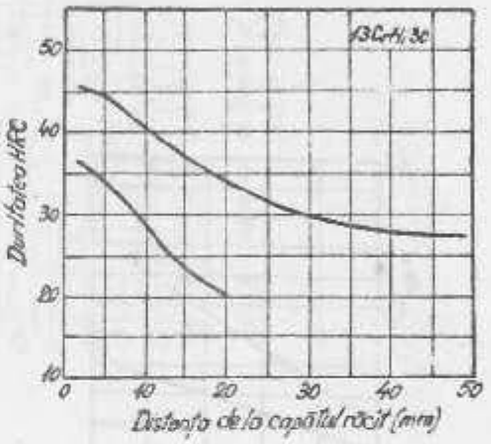
Raportul de transmitere minim al angrenajului i_{min}	3	4	5	6...8	8....1o
Nr.minim de dinţi al pinionului z_{1min}	12	9	8	7	6

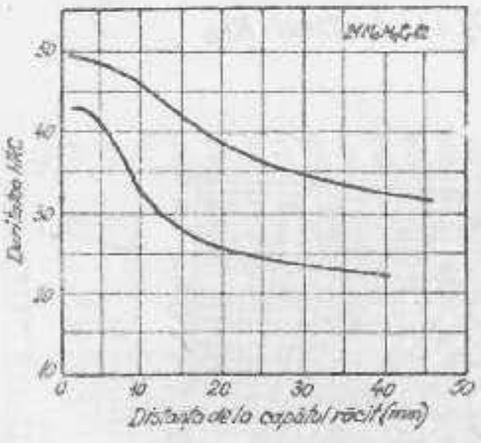
Suma dinţilor angrenajului $z_1 + z_2 \geq 4o$; Lungimea generatoarei conului de divizare Re = 65...19o.

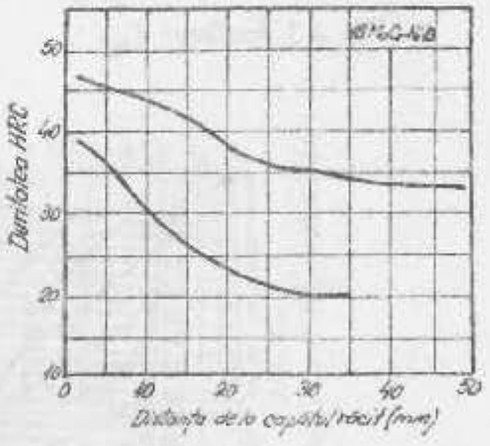












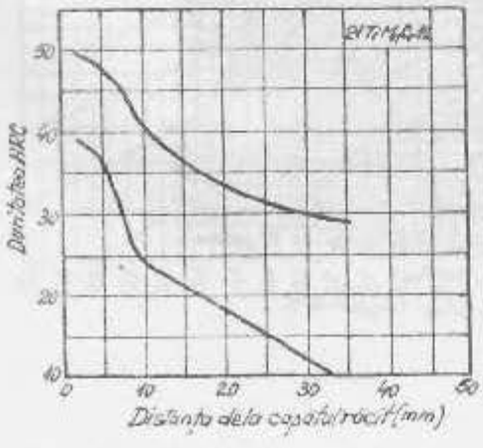
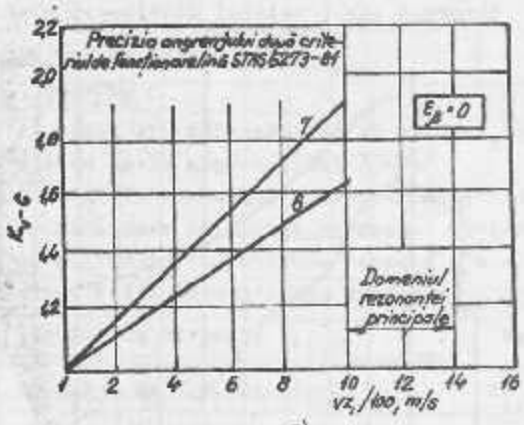
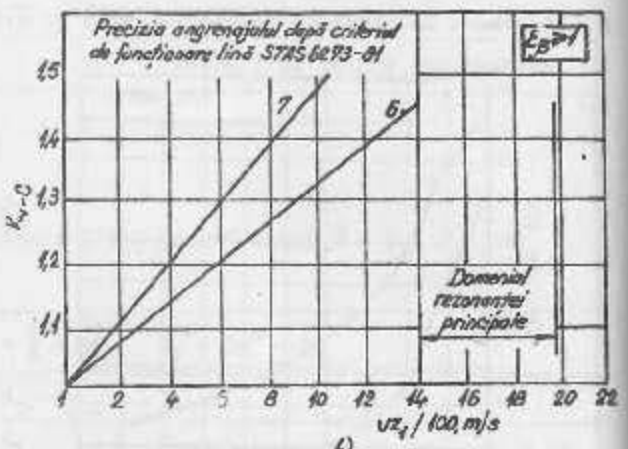


Fig. 4.1. Variația durității la oțelurile de cementare (STAS 791-88).



a)



b)

Fig. 4.2. Factorul K_v a) $\varepsilon_\beta = 0$; b) $\varepsilon_\beta \geq 1$)

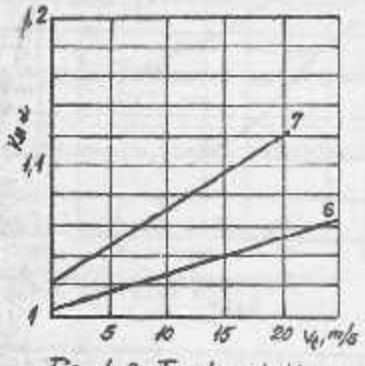


Fig. 4.3. Factorul $K_{H\alpha}$

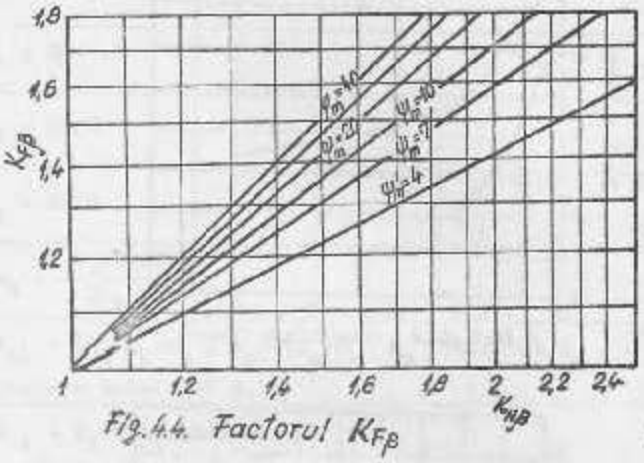


Fig. 4.4. Factorul $K_{F\beta}$

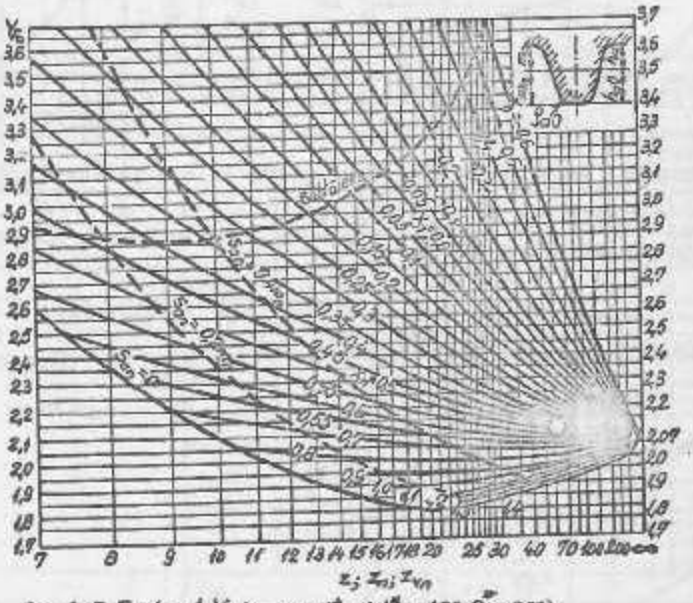


Fig. 4.5 Factorul Y_{Fa} ($\alpha_{on} = 20°$; $h_{an}^* = 1$; $h_{fen}^* = 1,25$; $\rho_{fen}^* = 0,26$).

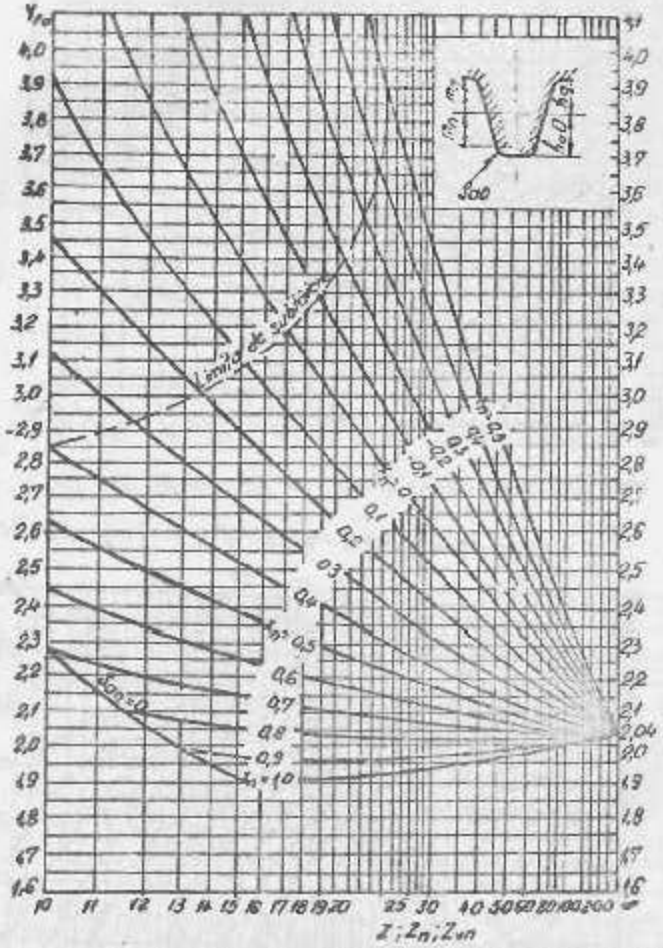


Fig. 4.6 Factorul Y_{Fa} ($\alpha_n = 20°$; $h_a^* = 1$; $h_{a0}^* = 1,25$; $\rho_{a0}^* = 3,0$)

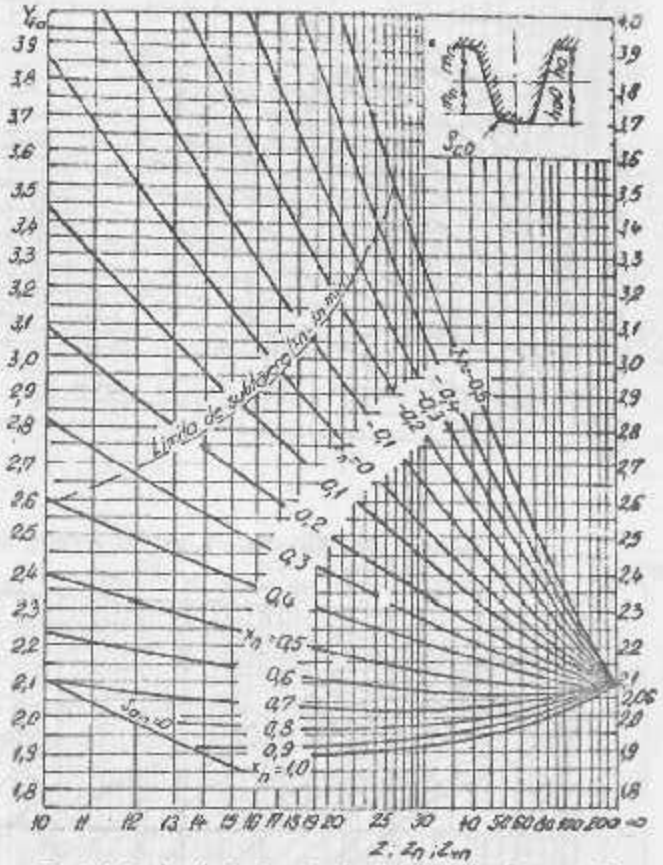


Fig. 4.7 Factorul de formă al dinților Y_{Fa} ($\alpha_n = 20°$; $h_a^* = 1$; $h_{a0}^* = 1,35$; $\rho_{a0}^* = 0,375$)

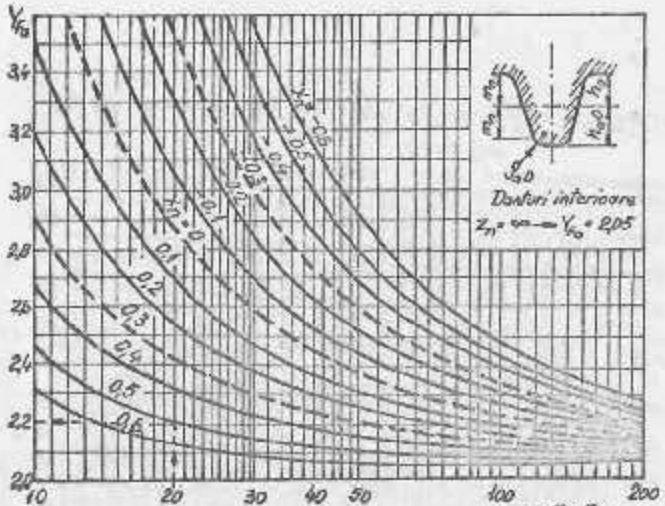


Fig. 4.8 Factorul $Y_{\varphi_0}(\zeta_a = 20°; h_0 = 1; h_{a0} = 1{,}25; \beta_{a0} = 0{,}30)$.

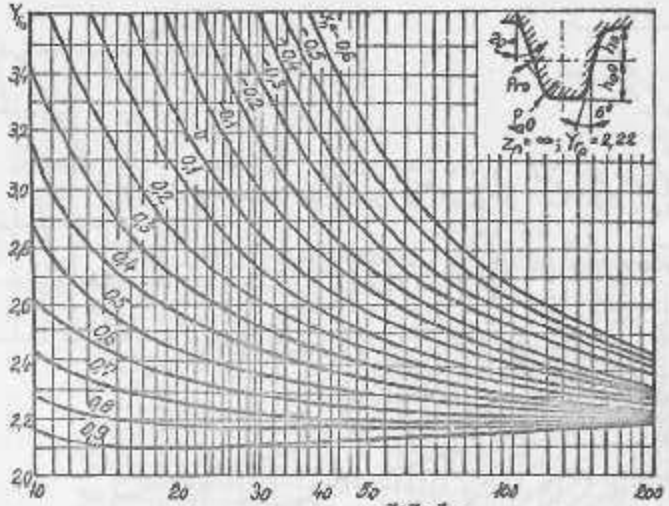


Fig. 4.9. Factorul $Y_{\varphi_0}(\zeta_a = 20°; h_0 = 1; h_{a0} = 1{,}6; \beta_{a0} = 0{,}4; P_{a0}/m_0 = 0{,}05)$.

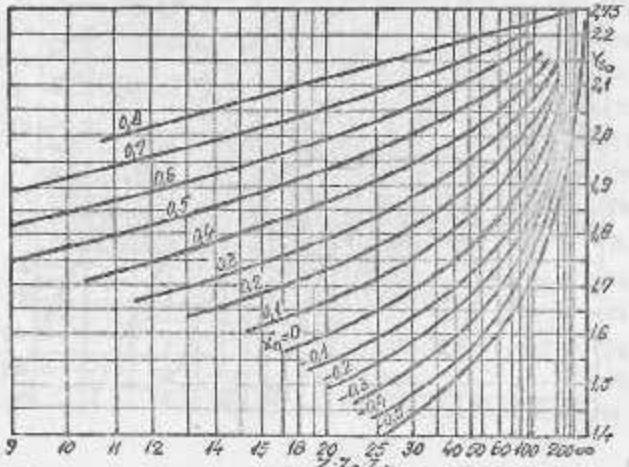


Fig. 4.10. Factorul $Y_{\varphi_0}(\zeta_a = 20°; h_0 = 1; h_{a0} = 1{,}25; \beta_{a0} = 0{,}25)$.

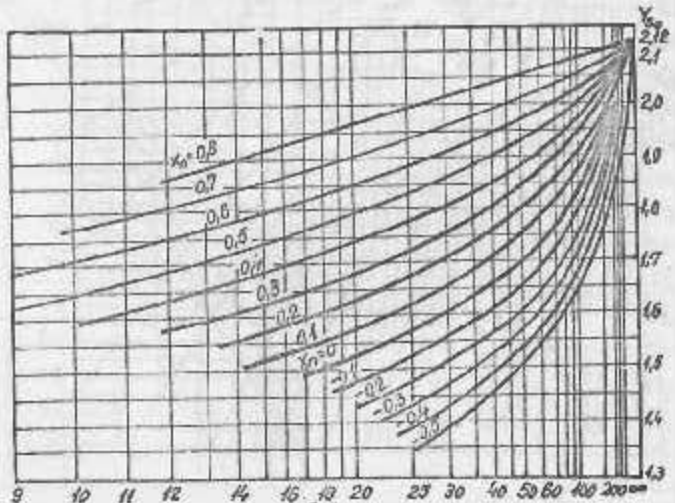


Fig. 4.11 Factorul $Y_{\varphi_0}(\zeta_a = 20°; h_0 = 1; h_{a0} = 1{,}35; \beta_{a0} = 0{,}30)$.

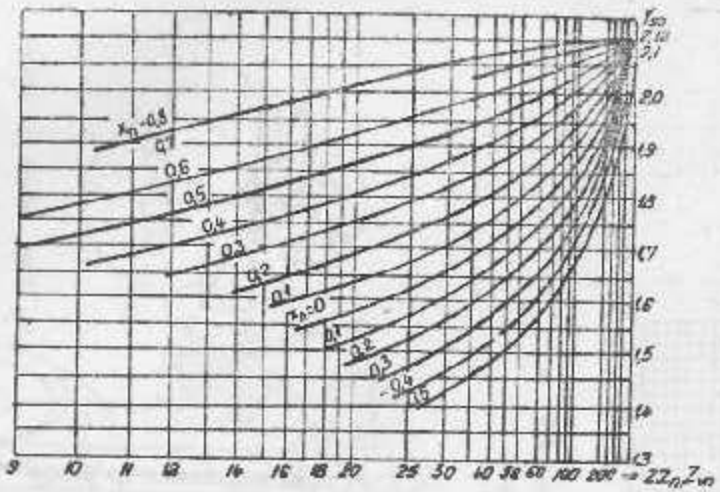


Fig. 4.12. Factorul $Y_{\varepsilon\alpha}$ ($\alpha_n = 20°$; $h_a^* = 1$; $h_{a0}^* = 1{,}25$; $s_{a0}^* = 0{,}3$

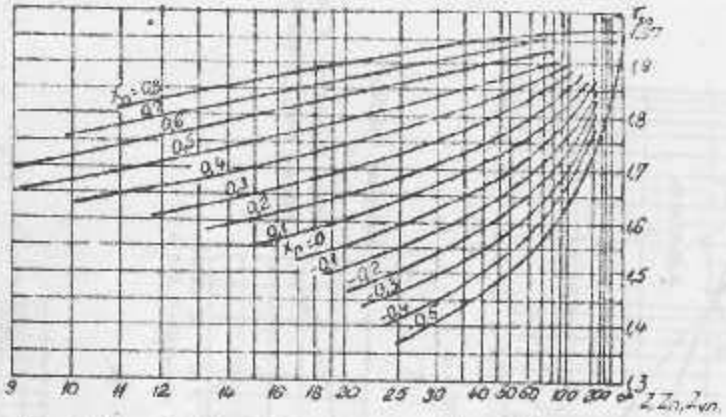


Fig. 4.13. Factorul $Y_{\varepsilon\alpha}$ ($\alpha_n = 20°$; $h_a^* = 1$; $h_{a0}^* = 1{,}25$; $s_a^* = 0{,}375$)

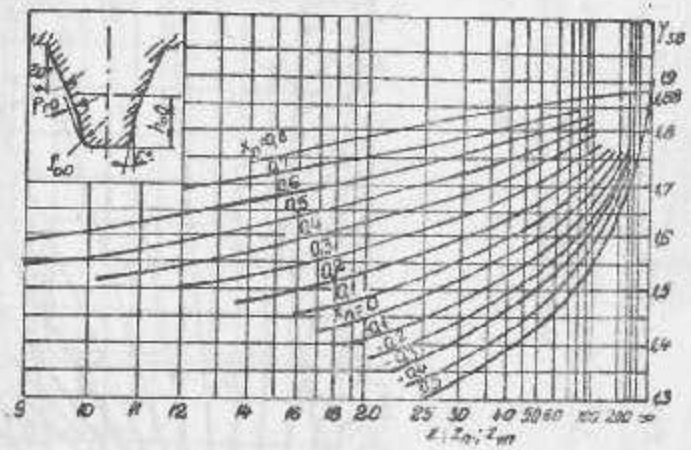


Fig. 4.14. Factorul $Y_{\varepsilon\alpha}$ ($\alpha_n = 20°$; $h_a^* = 1$; $h_{a0}^* = 1{,}4$; $s_a^* = 0{,}4$; $P_{ra}/m_n = 0{,}05$)

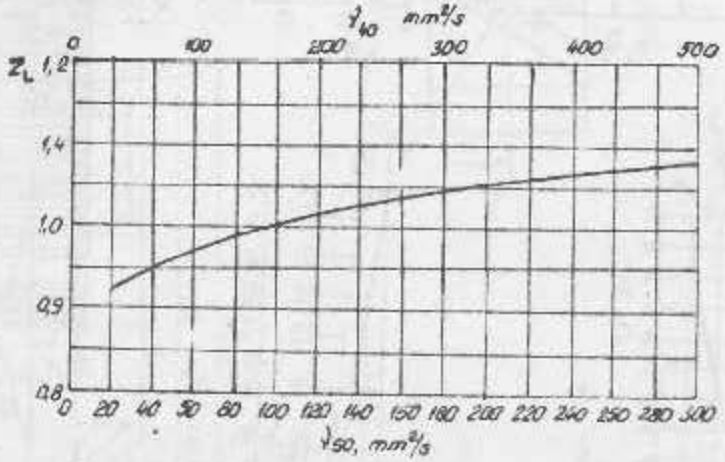


Fig. 4.15. Factorul Z_L

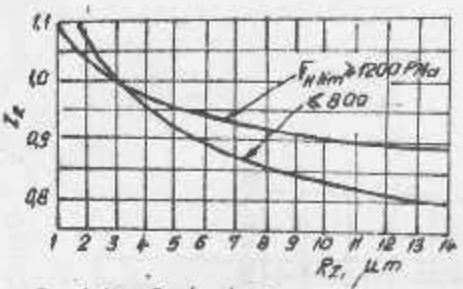


Fig. 4.16. Factorul Z_R

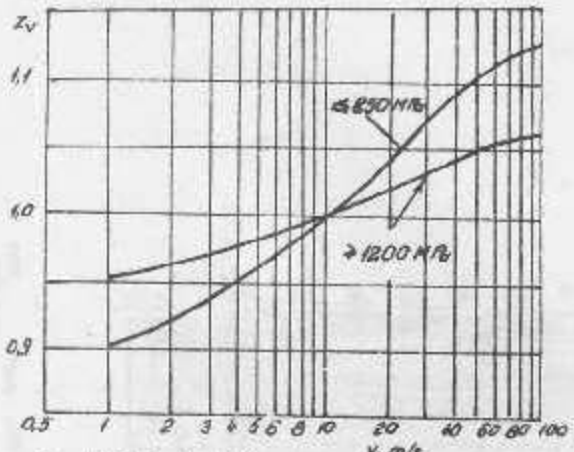


Fig. 4.17 Factorul Z_v

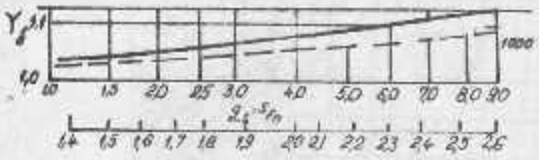


Fig. 4.18. Factorul Y_δ

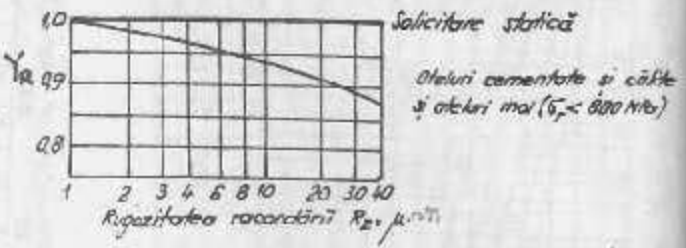

1,0
Y_{R_z} 0,9
0,8
Solicitare statică
Oteluri cementate și călite și oteluri moi ($\sigma_F < 850$ MPa)
1 2 3 4 5 6 8 10 20 30 40
Rugozitatea racordării R_z, µm

Fig. 4.19. Factorul Y_{R_z}

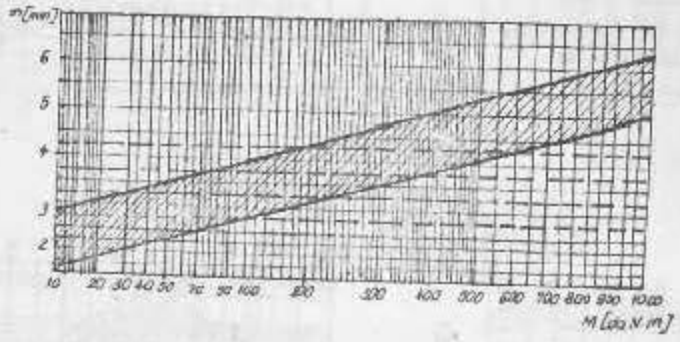


Fig. 4.20 Graficul pentru determinarea prealabilă a modulului roților dințate

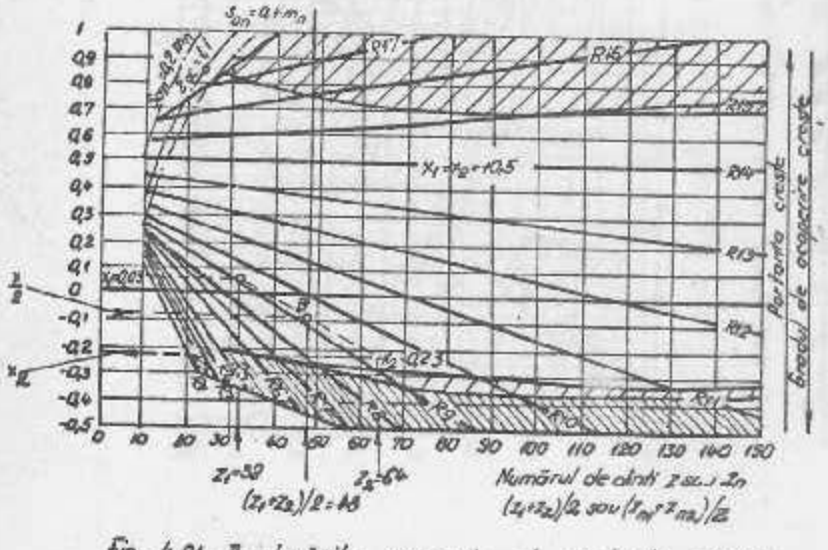

$S_{0n} = 0,1 \cdot m_n$
$x_1 = x_2 = +0,5$
$x_1 = +0,5$
$x_2 = -0,5$
$x_1 = x_2 = 0$
$x_1 = +0,5$
$x_2 = 0$
$x_1 = 0$
$x_2 = -0,5$
Porțiunea crestă
Gradul de acoperire crește
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150
$z_1 = 32$
$z_2 = 64$
$(z_1+z_2)/2 = 48$
Numărul de dinți z sau z_n
$(z_1+z_2)/2$ sau $(z_{n1}+z_{n2})/2$

Fig. 4.21. Deplasările normale de profil la angrenajele cilindrice.

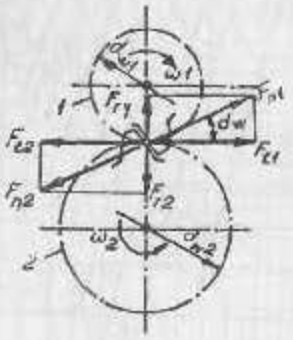


Fig. 4.22. Forțe în angrenajul cilindric cu dinți drepți

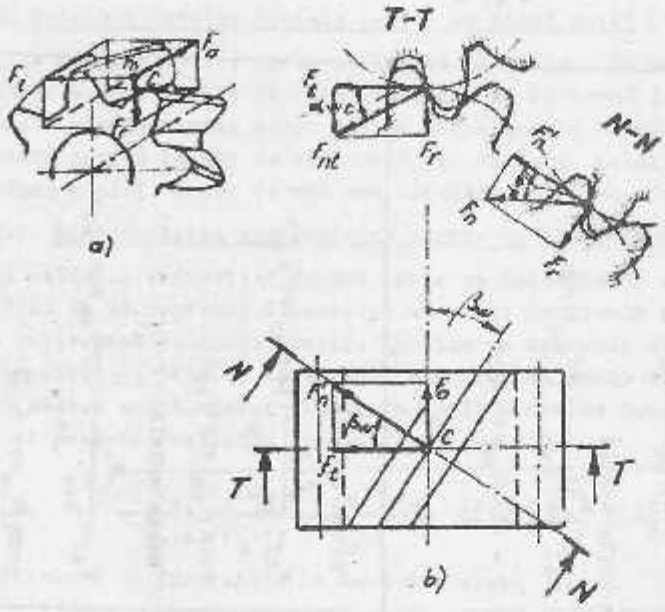


Fig. 4.23. Forțe în angrenajul cilindric cu dinți înclinați.

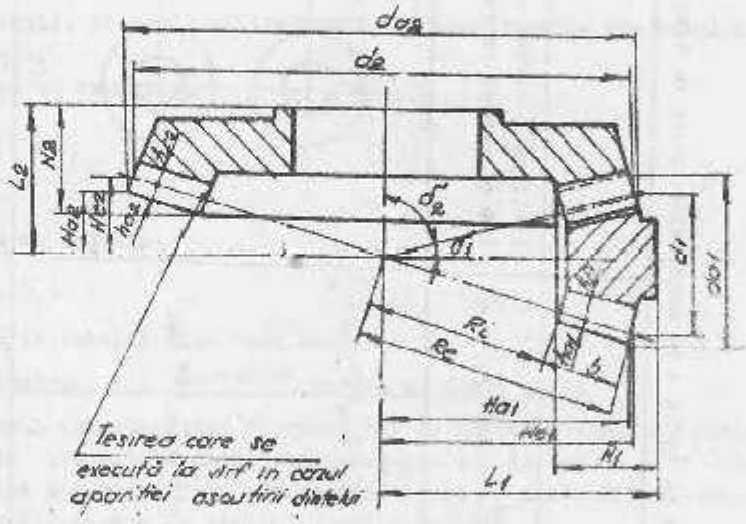


Fig. 4.24 Elementele geometrice ale roților dințate conice cu dinți curbi.

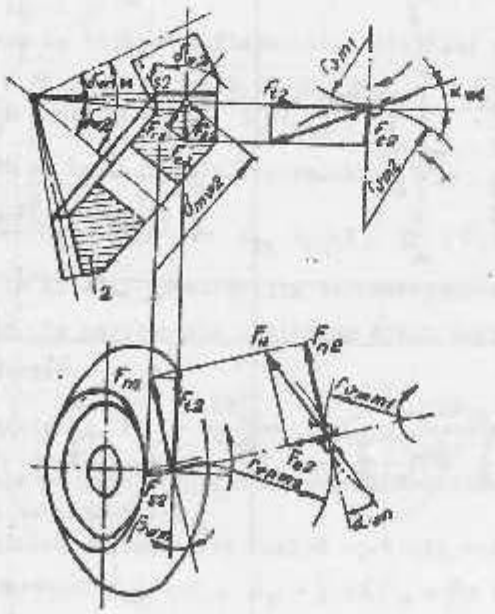
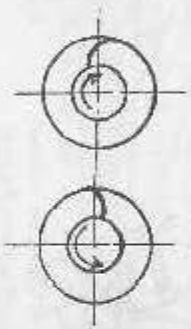
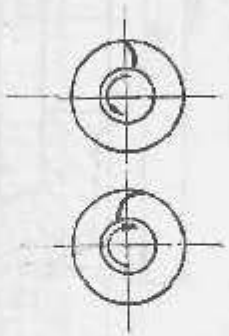
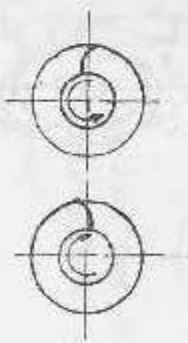
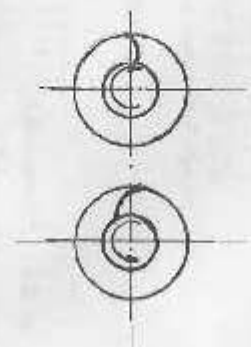


Fig. 4.25. Forțe în angrenajul conic cu dinți curbi.

Valorile forţelor axiale şi radiale la angrenajul conic cu dinţi curbi [13] Tabelul 4.19.

Roata conducatoare (1)		Roata condusa (2)	
Inclinarea curbei dinţilor şi sensul de rotaţie	Relaţiile de calcul	Inclinarea curbei dinţilor şi sensul de rotaţie	Relaţiile de calcul
	Forţa radială $F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_m}(tg\alpha_{wn}\cos\delta_{w1} - \sin\beta_{wm}\sin\delta_{w1})$ Forţa axială $F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_{wm}}(tg\alpha_{wn}\sin\delta_{w1} + \sin\beta_{wm}\cos\delta_{w1})$		Forţa radială $F_{r2} = \frac{F_{t2}}{\cos\beta_{wm}}(tg\alpha_{wn}\cos\delta_{w2} + \sin\beta_{wm}\sin\delta_{w2})$ Forţa axială $F_{a2} = \frac{F_{t2}}{\cos\beta_{wm}}(tg\alpha_{wn}\sin\delta_{w2} - \sin\beta_{wm}\cos\delta_{w2})$
	Forţa radială $F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos\ _{wm}}(tg\alpha_{wn}\cos\delta_{w1} + \sin\beta_{wm}\sin\delta_{w1})$ Forţa axială $F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos\ _{wm}}(tg\alpha_{wn}\sin\delta_{w1} - \sin\beta_{wm}\cos\delta_{w1})$		Forţa radială $F_{r2} = \frac{F_{t2}}{\cos\ _{wm}}(tg\alpha_{wn}\cos\delta_{w2} - \sin\beta_{wn}\sin\delta_{w2})$ Forţa axială $F_{a2} = \frac{F_{t2}}{\cos\ _{wm}}(tg\alpha_{wn}\sin\delta_{w2} + \sin\beta_{wn}\cos\delta_{w2})$

4.2.3. Calculul roţilor dinţate conice cu dinţi curbi [13,14,15,16,18]

Tipul de danturi conice curbe utilizate în prezent în mod obişnuit sînt:

- dantura conică în arc de cerc, (denumită şi Gleason) la care liniile flancurilor dinţilor sînt pe roata plană arce de cerc, iar pe roata conică elice conice;
- dantura conică în arc de evolventă sau dantura paloidă (denumită şi Klingelnberg);
- dantura conică în arc de epă sau hipocicloidă (denumită dantură oerlikon-Oerlikon).

4.2.3.1. Dimensionarea angrenajelor conice cu dinţi curbi

Pentru calculul danturilor conice curbe se înlocuieşte angrenajul conoidcrat la nivelul diametrului median cu un angrenaj înlocuitor cu dinţi înclinaţi şi acesta la rîndul lui cu un angrenaj cilindric echivalent cu dinţi drepţi. Înclinarea danturii conice cu dinţi curbi se stabileşte după poziţia tangentei la profil, la nivelul diametrului mediu de rostogolire.

Dimensionarea angrenajelor conice cu dinţi curbi se face prin calcularea modulului din:

- solicitarea de contact a flancurilor

$$m_{o1} \geq \frac{1}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{4\, M_{t1} \cdot K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{\Psi_{HP} \cdot \nu \cdot \Psi_R (1 - \Psi_R)}\; z_E^2 \cdot z_{H\beta}^2 \cdot z_\varepsilon^2 \cdot v \cdot z_B^2} \; [mm] \qquad (4.14)$$

- solicitarea de încovoiere la baza dintelui:

$$m_{o2} \geq \sqrt[3]{\frac{4 M_{t1} \cdot \cos\beta_1 \cdot K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{B\alpha}}{\Psi_R (1 - 0{,}5\,\Psi_R)^2 \cdot z_1^2 \sqrt{1+u^2} \cdot \sigma_{FP}} Y_{Sa} Y_{Fa} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon} \; [mm] \qquad (4.15)$$

În relaţiile 4.14 şi 4.15 coeficienţii, factorii şi tensiunile au semnificaţia din tabelul 4.13 corespunzător relaţiilor de dimensionare.

Modulul frontal median se determină cu relaţia:

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos\beta_m} \qquad (4.16)$$

în care $m_{nm} \geq \max (m_{o1}, m_{o2})$

Modulul frontal exterior se obţine cu relaţia:

$$m_{te} = m_{tm} (1 + \Psi_{dm} \sin\delta_1) \qquad (4.17)$$

valoare ce poate fi standardizată (v. tabelul 4.1a) sau nu.

4.2.3.2. Calculul elementelor geometrice ale angrenajelor conice cu dinţi curbi

Calculul elementelor geometrice este caracteristic fiecărui tip de angrenaj conic cu dinţi curbi. În tabelul 4.17 şi fig.4.24 este prezentată geometria angrenajului în arc de cerc - dantură Gleason . Pentru calculul elementelor geometrice ale celorlalte tipuri de dantură (Oerlikon, Klingelnberg, hipoidă) se va consulta literatura de specialitate [13,14,16].

4.2.3.3. Calculul de verificare a roţilor conice cu dinţi curbi

Verificarea se face:

a) la solicitarea de contact a flancurilor dinţilor cu relaţia 13 :

$$\sigma_H = z_{H\beta} \cdot z_E \cdot z_{\varepsilon\nu} \cdot z_\beta \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{b_w \cdot d_{mn1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2+1}}{u}} \leq \sigma_{HP} \qquad (4.18)$$

b) la încovoiere la baza dintelui cu relaţia 13 :

$$\sigma_F = \frac{F_{tF} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m_{nm}} Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \leq \sigma_{FP} \qquad (4.19)$$

În relaţiile 4.18 şi 4.19 semnificaţia parametrilor conform tabelului 4.13.

4.2.3.4. Forţele în angrenajele conice cu dinţi curbi [13]

Din fig.4.25 rezultă:

- forţele tangenţiale: $F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_{wm1}}$; $F_{t2} = \frac{2M_{t2}}{d_{wm2}}$ (4.20)

- forţele radiale şi axiale depind de sensul înclinării dinţilor şi sensul de rotaţie a roţii şi se determină din tabelul 4.19.

Deoarece majoritatea angrenajelor conice cu dinţi curbi se execută cu $x_{n1} = x_{n2} = 0$ sau $x_{n1} = -x_{n2}$ atunci $d_{wm} = d_m$ respectiv $\alpha_{wn} = \alpha_n$, $\delta_w = \delta$ şi $\beta_w = \beta_m$;

4.3. Arborii schimbătorului de viteze

4.3.1. Materiale

Arborii schimbătoarelor de viteze auto sînt confecționați în general din oțeluri aliate. Pentru arborii executați dintr-o bucată cu roțile dințate (arborele primar în cazul cutiilor de viteze cu trei arbori, arborele secundar în cazul cutiilor de viteze ce echipează automobilele organizate după sistemul "totul în față" sau "totul în spate") se folosesc oțeluri de cementare (tabelul 4.1), iar pentru celelalte cazuri oțeluri de îmbunătățire (tabelul 4.2).

În tabelul 4.21 sînt prezentate valori informative ale limitei de oboseală pentru unele mărci de oțeluri aliate [2o].

Tabelu. 4.2o.

Marca oțelului	Limita de curgere $R_{po,2}$ daN/mm^2	Rezistența la rupere Rm daN/mm^2	Alungirea A_5 %	Duritatea HB daN/mm^2	Rezist. la oboseală daN/mm^2
35 Mn 16	52	85	12	3oo	36
35 Mn Si 12	75	1o5	14	3oo-2oo	36
4o Cr 1o	8o	11o	1o	34o-24o	36
4o B Cr 1o	75	1oo	11	-	-
5o V Cr 11	9o	12o	9	4oo-3oo	38
33 Mo Cr 11	8o	11o	12	3oo-2oo	38
41 Mo Cr 11	9o	12o	1o	32o-27o	38
38MoCrAlo9	8o	11o	1o	37o-3oo	4o
41 Cr Ni 12	85	11o	11	-	4o
34MoCrNi 15	1oo	13o	9	32o-25o	4o
3o MoCrNi2o	1o5	135	9	32o-25o	44

Tabelul 4.21.

Marca de oțel	Starea materialului	Grosimea produsului mm	Rezistența la tracțiune σ_r daN/mm^2	Rezistența la oboseală daN/mm^2						Observații
				σ_o	σ_{ot}	τ_o	σ_{-1}	σ_{-1t}	τ_{-1}	
21TiMnCr12	C	-	11o	66	63	41	44	42	24	
28TiMnCr12	O	-	14o	94	97	58	63	85	-	
18MnCr1o	Ce+O	sub 1e	-	-	-	-	7o	35	35	
	O	-	85	54	5o	36	-	-	-	
13CrNi3o	T_t	-	93-97	-	-	-	4o-45	-	-	
18MoCrNi13	C	-	95	6o	55	36	38	36	21	
4oCr1o	I+P	5-1o	12o	-	-	-	54	43	33	
	I	25	9o	57	52	34	36	34	2o	
4oBCr1o	I	-	min.9o	-	-	-	min.37	-	-	
33MoCr11	I+p	5-1o	1oo	-	-	-	48	38	29	
	I	25	min.9o	-	-	-	min.37	-	-	
41MoCr11	I+p	5-1o	12o	-	-	-	54	43	33	
	I	-	95	6o	55	51	-	-	-	
	C+R	16	1oo	-	-	-	45,4	-	-	
5oVCr1o	I+p	5-1o	1oo	-	-	-	48	38	29	
	T_t	sîrmă	166	-	-	9o	73	-	-	
	I	-	95	6o	55	36	38	36	21	
3oMoCrNi2o	I	-	11o	7o	64	4o	44	42	24	
34MoCrNi15	I	-	1oo	64	58	37	4o	38	22	
38MoCrAlo9	-	-	1o3	-	-	-	46	-	-	
	Sn	-	min.95	-	-	-	55-6o	-	3o-34	

Observații: 1 - semifabricat forjat; 2 - laminat; 3 - tratament termic; 4 - polizat; 5 - cu crestătură de 0,4-0,5 mm.

4.3.2. Schema de încărcare a arborilor cutiei de viteze

Schema de încărcare a arborilor cutiei de viteze este prezentată în fig.4.26, iar în tabelul 4.22 sînt date relațiile de calcul ale reacțiunilor.

Pentru determinarea reacțiunilor în treapta i calculul forțelor din angrenaje se face cu momentul de torsiune maxim ce acționează pe arborele respectiv (în treapta i).

Deoarece în timpul funcționării momentului de torsiune variază pentru calculul reacțiunilor se poate utiliza momentul de torsiune echivalent pe treapta i determinat cu relația:

$$M_e = \psi \cdot M_{maxi} \qquad (4.21)$$

în care ψ este coeficientul de utilizare al momentului de torsiune și se determină din fig.4.27 funcție de raportul dintre greutatea totală a automobilului G_a și momentul maxim al motorului

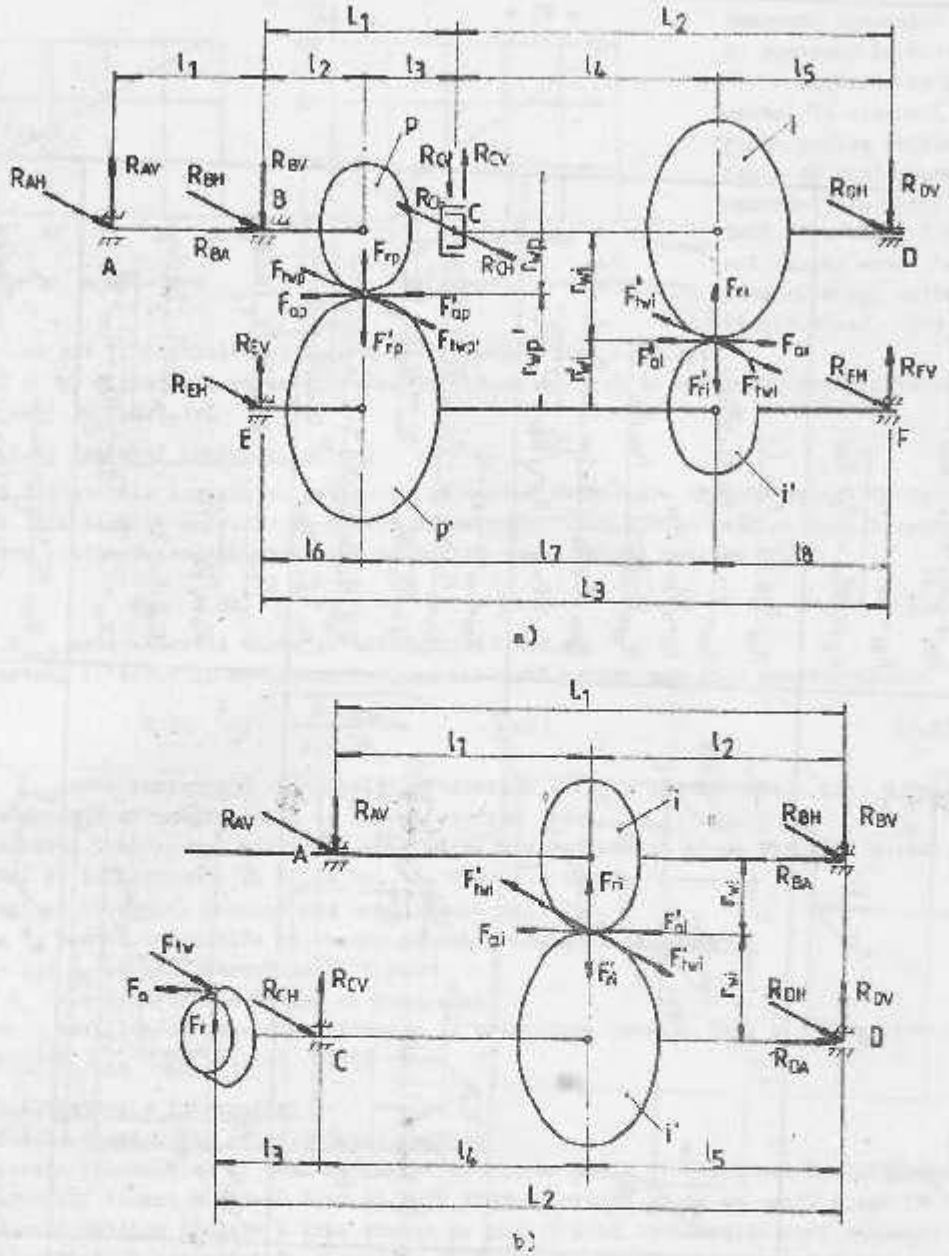


Fig.4.26 Schemele de incarcare ale arborilor cutiilor de viteze
a) cutie de viteze cu trei arbori; b) cutie de viteze cu doi arbori.

M_{max}, iar M_{maxi} este momentul de torsiune maxim ce actioneaza asupra arborelui in treapta i, tinand cont si de relatia 4.2.

4.3.3. Arborele primar

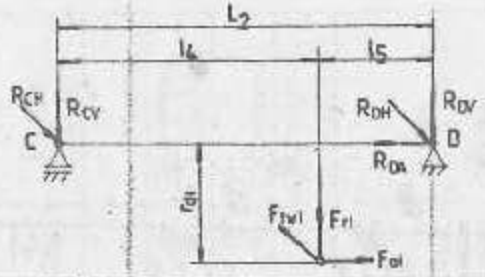
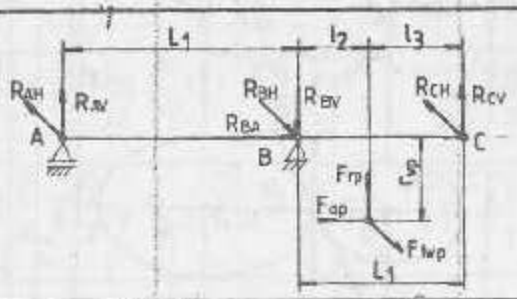
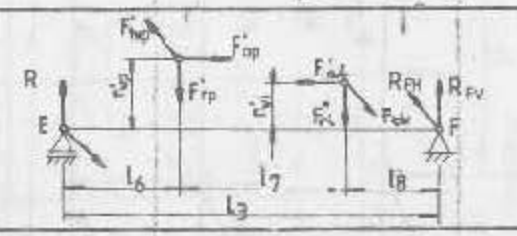
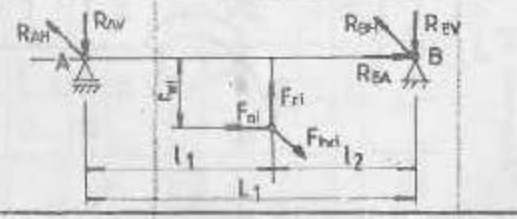
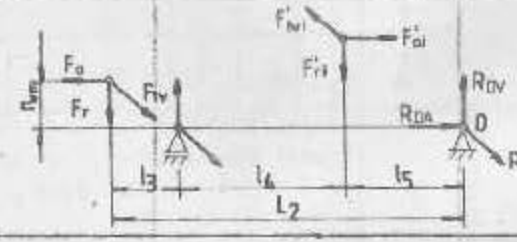
4.3.3.1. Constructia arborelui primar

Arborele primar, de obicei, face corp comun cu pinionul angrenajului permanent, servește drept reazem pentru arborele secundar(cazul cutiei de viteze cu trei arbori) și pentru montarea asbreiajului prin intermediul unei porțiuni canelate.

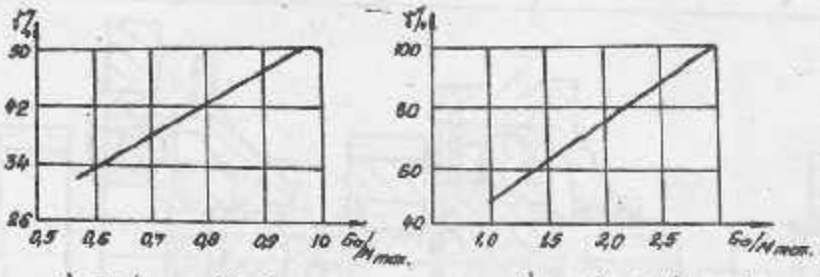
Fiind montat pe rulmenți se cere respectarea următoarelor condiții:

- să aibă posibilitatea variației lungimii (sub influența temperaturii), fără a duce la întepenirea axială a lui;

- lagărul din spate, ce se găsește în carterul schimbătorului de viteze, trebuie să permită preluarea forțelor axiale(în general acest lagăr este un rulment radial cu bile). In fig.4.28 sînt prezentate soluții constructive pentru lagărul din spate al arborelui primar. Dimensiunile lagărului se aleg de cele mai multe ori din considerente constructive astfel încît să permită

ARBORELE	SCHEMA DE ÎNCARCARE	CALCULUL REACTIUNILOR
Arborele secundar de la cutii de viteze cu trei arbori		$R_{CH}=\frac{F_{twi}\cdot l_5}{L_2}$; $R_{CV}=\frac{F_{ri}\cdot l_5 - F_{ai}\cdot r_{di}}{L_2}$ $R_C=\sqrt{R_{CH}^2+R_{CV}^2}$ $R_{DH}=\frac{F_{twi}\cdot l_4}{L_2}$; $R_{DV}=\frac{F_{ri}\,l_4+F_{ai}\cdot r_{di}}{L_2}$ $R_{DA}=F_{ai}$ $R_D=\sqrt{R_{DH}^2+R_{DV}^2+R_{DA}^2}$
Arborele primar de la cutiile de viteză cu trei arbori		$R_{AH}=\frac{R_{CH}\cdot L_4 - F_{twp}\cdot L_2}{L_1}$ $R_{AV}=\frac{F_{rp}\cdot l_2 - F_{ap}\cdot r_{wp}+R_{CV}L_1}{L_1}$ $R_A=\sqrt{R_{AH}^2+R_{AV}^2}$ $R_{BH}=\frac{R_{CH}(L_1+l_1)-F_{twp}(l_1+l_2)}{l_1}$ $R_{BV}=\frac{F_{rp}(l_1+l_2)-F_{ap}r_{wp}+R_{CV}(L_1+l_1)}{l_1}$ $R_{BA}=F_{ap}$; $R_B=\sqrt{R_{BH}^2+R_{BV}^2+R_{BA}^2}$
Arborele intermediar de la cutiile de viteze cu trei arbori		$R_{EH}=F'_{tw2}(l_7-l_8)-F'_{ti}$ $R_{EV}=\frac{F'_{rp}(l_7+l_8)-F'_{ap}\cdot r'_{wp}+F'_{ri}\cdot l_8+F'_{ai}\,r_{wi}}{L_3}$ $R_E=\sqrt{R_{EH}^2+R_{EV}^2}$; $R_{FH}=\frac{F'_{twi}(l_6+l_7)-F'_{twi}l_6}{L_3}$ $R_{FV}=\frac{F'_{ri}\cdot(l_6+l_7)-F'_{ai}\cdot r_{wi}+F'_{ap}r_{wp}+F'_{ri}\cdot l_6}{L_3}$ $R_{FA}=F'_{ai}-F'_{ap}$; $R_F=\sqrt{R_{FH}^2+R_{FV}^2+R_{FA}^2}$
Arborele primar de la cutiile de viteze cu doi arbori.		$R_{AH}=\frac{F_{twi}\cdot l_2}{L_1}$; $R_{AV}=\frac{F_{ri}\,l_2}{L_1}\frac{F_{ai}\,r_{wi}}{}$ $R_A=\sqrt{R_{AH}^2+R_{AV}^2}$ $R_{BH}=\frac{F_{twi}\cdot l_1}{L_1}$; $R_{BV}=\frac{F_{ri}\cdot l_1-F_{ai}\cdot r_{wi}}{L_1}$ $R_{BA}=F_{ai}$; $R_B=\sqrt{R_{BH}^2+R_{BV}^2+R_{BA}^2}$
Arborele secundar de la cutiile de viteze cu doi arbori F_a F_{tv} F_r – forțele din angrenajul conic al transmisiei principale		$R_{CH}=\frac{F'_{twi}\,l_5-F_{tv}(L_2+l_3)}{L_2}$ $R_{CV}=\frac{F'_{ri}\cdot l_5+F_r(L_2+l_3)+F_a\,r_{wm}-F'_{ai}\cdot r'_{wi}}{L_2}$ $R_C=\sqrt{R_{CH}^2+R_{CV}^2}$; $R_{DH}=\frac{F'_{twi}l_4+F_{tv}l_3}{L_2}$ $R_{DV}=\frac{F'_{ri}\cdot l_4+F'_{ai}\cdot r_{wi}-F_r\cdot l_3-F_a\cdot r_{wm}}{L_2}$ $R_{DA}=F_a-F'_{ai}$; $R_D=\sqrt{R_{DH}^2+R_{DV}^2+R_{DA}^2}$

Tabelul 4.22a



a) pentru autoturisme b) pentru autocamioane

Fig.4.27.

montarea arborelui primar împreună cu pinionul în carter;

- lagărul din faţă, ce este montat în volantul motorului, nu poate prelua sarcini axiale. În fig.4.29 sînt prezentate soluţii constructive pentru lagărul din faţă al arborelui primar. În general pentru acest lagăr se foloseşte rulmenţi radiali capsulaţi (fig.4.29.a), însă la unele autoturisme pot fi întîlnite şi lagăre de alunecare (fig.4.29.b);

- în cazul dispunerii schimbătorului de viteze separat de motor, montarea arborelui primar se va face conform fig.4.3o;

4.3.3.2. Calculul arborelui primar

Dacă forţele din angrenajul permanent nu depind de treapta schimbătorului de viteze, în schimb forţa R_o, din lagărul anterior al arborelui secundar (fig.4.26) diferă de la o treaptă la alta.

Pentru predimensionarea arborelui primar se poate folosi relaţia [2]:

$$d \geq 2,38 \sqrt[3]{M_{max}} \quad [mm] \qquad (4.22)$$

în care M_{max} este momentul maxim al motorului în daN.m.

Diametrul interior al arborelui în zona canelată pentru montarea ambreiajului.

$$d_i \geq \sqrt[3]{\frac{\beta \cdot M_{max}}{o,2\ \tau_{ta}}} \quad [mm] \qquad (4.23)$$

în care τ_{ta} este rezistenţa admisibilă la torsiune (τ_{ta} = 1oo-12o MPa), iar β este coeficientul de siguranţă al ambreiajului cu valori conform §4.1., M_{max} - în N.mm.

Diametrul interior al arborelui canelat se standardizează şi se verifică la strivire (p_{as} = 2o-25 MPa) şi la forfecare (τ_{af} = 2o...3o MPa) v.§ 4.3.7.

Lungimea butucului canelat are următoarele valori:

$l = d_o$ pentru automobile ce se deplasează pe drumuri obişnuite;

$l = 1,4\ d_e$ pentru automobile de teren.

în care d_e este diametrul exterior al canelurii;

Pentru verificarea sau dimensionarea la solicitare compusă (v.§ 4.3.6) rezistenţa admisibilă la încovoiere $\sigma_{ai} = \sigma_o/(7...1o)$ [2].

4.3.4. Arborele intermediar

4.3.4.1. Construcţia arborelui intermediar

Arborele intermediar al schimbătorului de viteze poate fi construit în două variante:

- arborele format dintr-un bloc de roţi dinţate montat pe un ax mobil fixat în carter (fig. 4.31). Blocul roţilor dinţate 1 este montat pe axul 7 prin intermediul unor rulmenţi cu ace 2. Bucşa distanţieră 3 are rolul de a menţine rulmenţii în poziţia impusă, iar forţele axiale sînt preluate de bucşele de bronz 4, jocul axial al blocului de roţi dinţate fiind reglat cu ajutorul şaibelor 5. Axul 7 se fixează în carterul cutiei de viteze cu ajutorul unui prezon şi a unei plăcuţe 6;

- arborele cu roţi dinţate fixate pe el şi montat în carter prin intermediul unor rulmenţi. Dacă lagărul anterior nu preia sarcini axiale, el se montează astfel încît să permită preluarea dilataţiilor termice (fig.4.32.a). Lagărul posterior ce permite preluarea sarcinilor axiale poate fi montat ca în fig.4.32.b şi fig.4.32.c. Soluţia cu arbore intermediar montat pe rulmenţi cu role conice, întîlnit mai rar, necesită reglarea jocului acestora.

Prima soluţie se utilizează, de regulă, la autoturisme şi la autocamioane cu sarcină utilă redusă, la care distanţa dintre axele arborelui intermediar şi secundar este relativ mică şi nu permite montarea ambilor arbori pe rulmenţi. Cea de a doua soluţie se întîlneşte la cutiile de viteze ale autocamioanelor cu sarcină utilă mare şi a autobuzelor;

4.3.4.2. Calculul arborelui intermediar

Pentru predimensionarea arborelui intermediar poate fi folosită relaţia [2]:

$$d \geq o,45\ a_w \quad [mm] \qquad (4.24.a)$$

cu

$$\frac{d}{l} = o,16...o,18 \qquad (4.24.b)$$

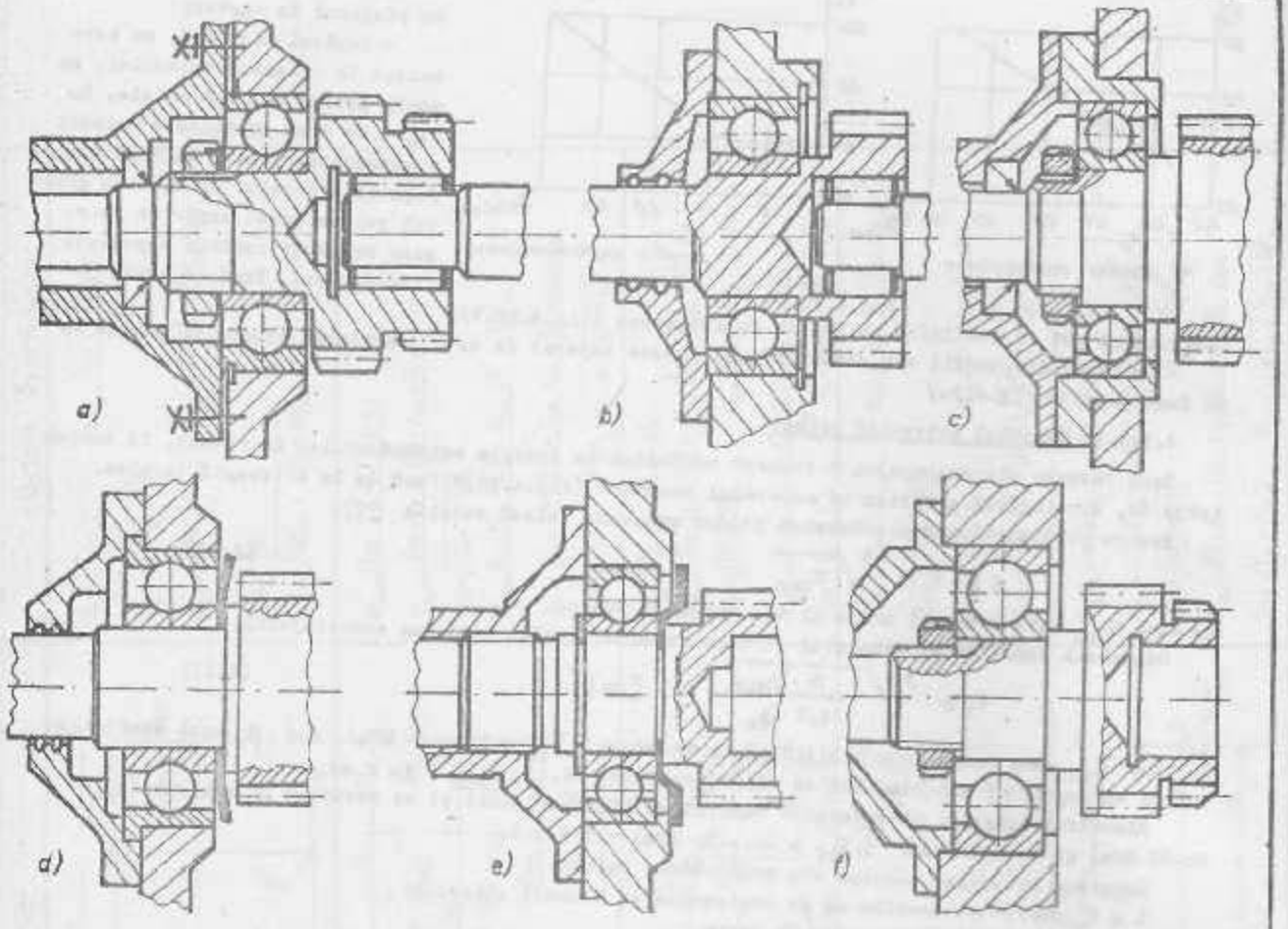


Fig.4.28. Soluții constructive pentru lagărul din spate al arborelui primar

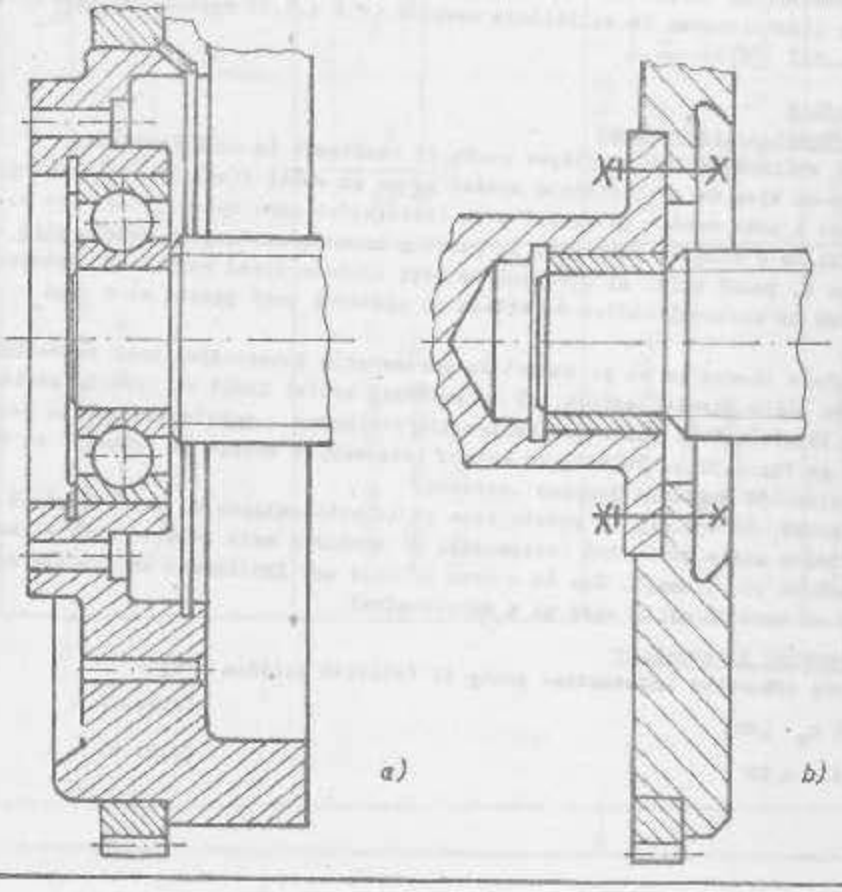


Fig. 4.29. Soluții constructive pentru lagărul din față al arborelui primar

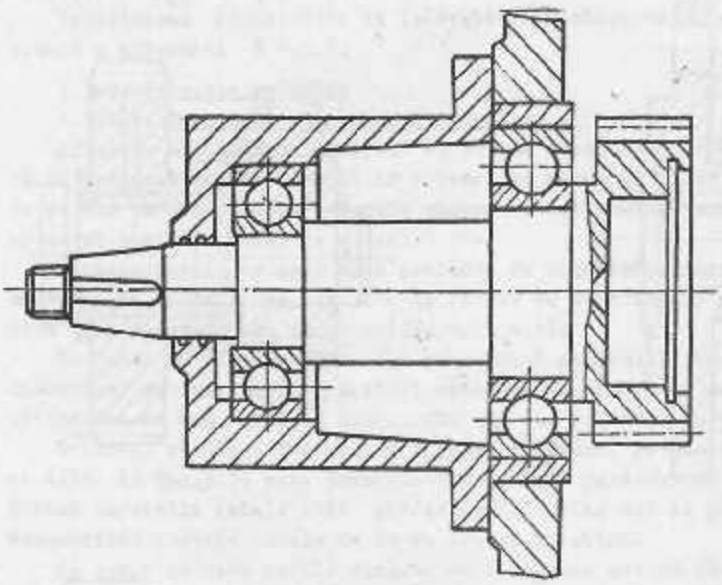


Fig.4.30.

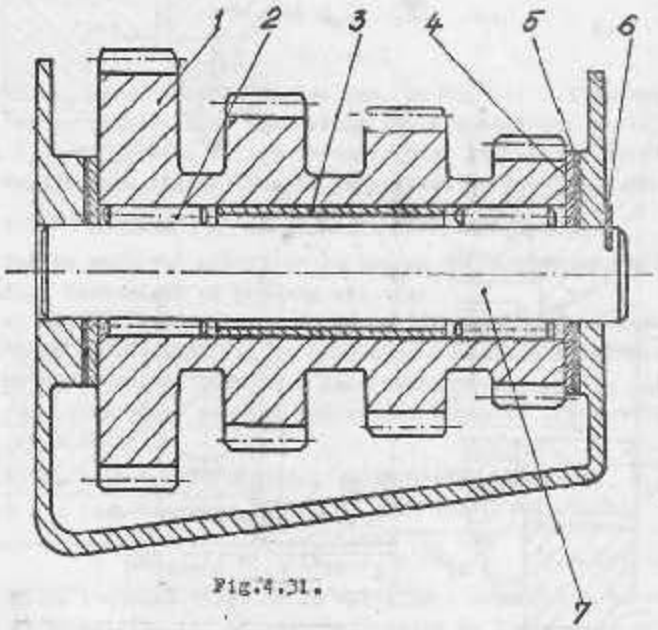


Fig.4.31.

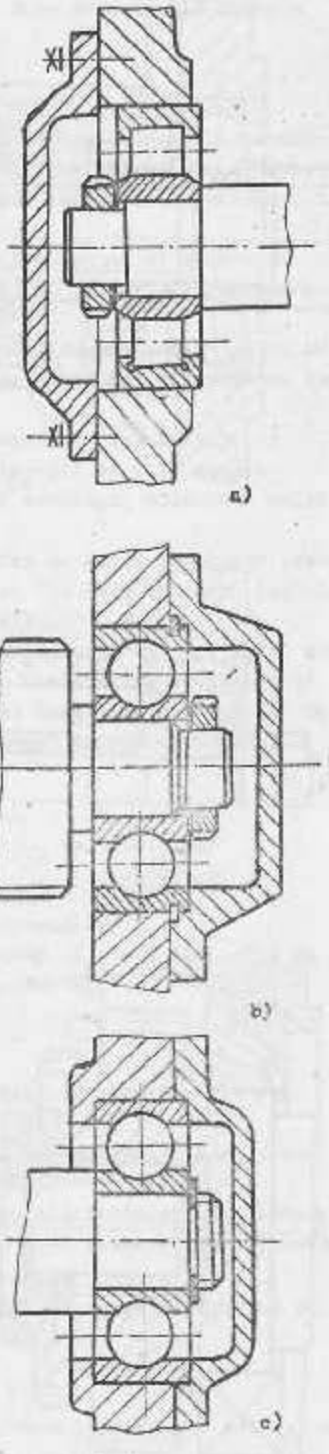
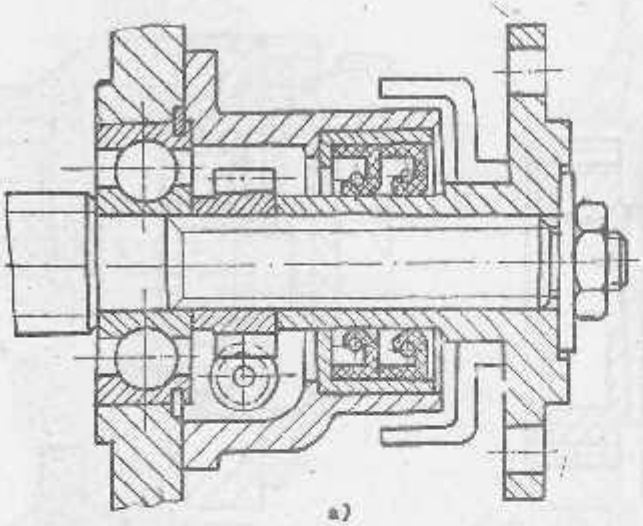
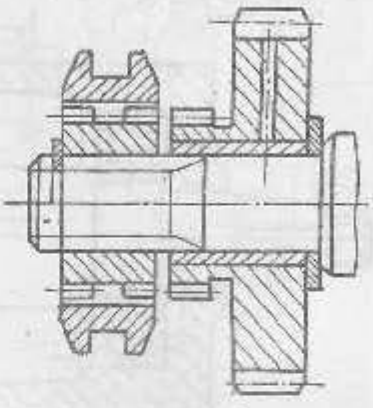


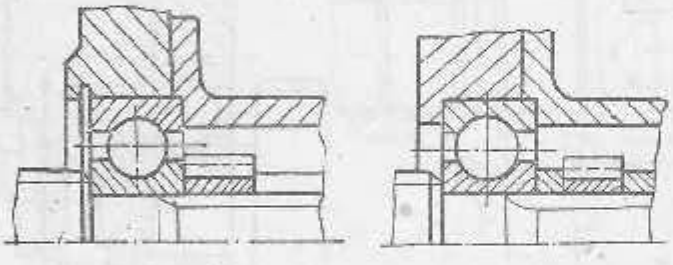
Fig.4.32.



a)

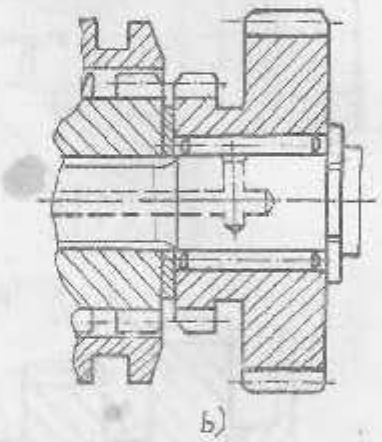


a)



b) c)

Fig.4.33.



b)

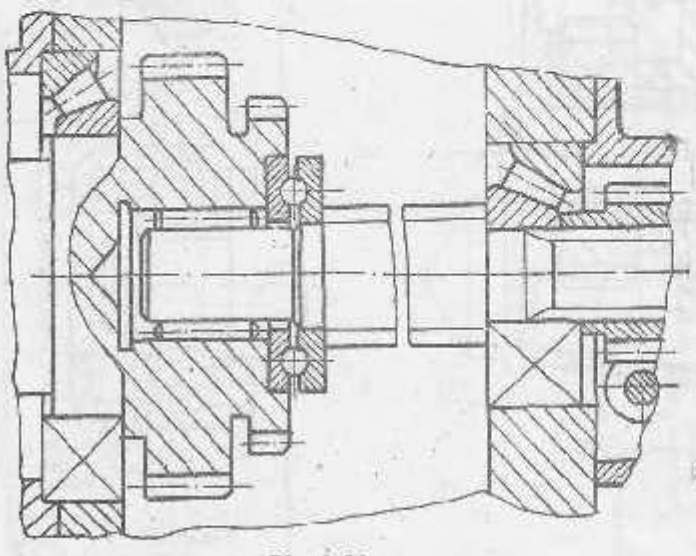
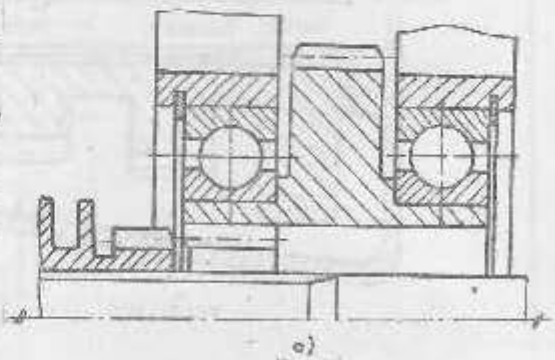


Fig.4.34.



a)

Fig.4.35.

în care a_w este distanţa dintre axele arborilor , în mm, iar l lungimea arborelui între reazeme (în mm).

Pentru verificarea sau dimensionarea arborelui intermediar la solicitare compusă rezistenţa admisibilă $\sigma_{ai} = \sigma_o/(5...7)$ [2].

Verificarea rigidităţii la încovoiere a arborelui intermediar se face determinînd săgeata totală a arborelui § 4.3.7.

4.3.5. Arborele secundar

4.3.5.1. Construcţia arborelui secundar

Arborele secundar se sprijină cu partea anterioară pe arborele primar, iar cu partea posterioară în carterul schimbătorului de viteze. In cazul cutiilor de viteze cu trei arbori, la cutiile de viteze cu doi arbori, arborele secundar, este montat prin intermediul lagărelor cu rulmenţi în carterul schimbătorului de viteze.

Forţele axiale ce apar sînt preluate de lagărul posterior . Lagărul anterior al arborelui secundar,la majoritatea cutiilor de viteze cu trei arbori este un lagăr cu rulmenţi cu role-ace fără inel exterior sau interior(fig.4.28 a,b).

In cazul în care dimensiunile pinionului arborelui primar permit realizarea unui orificiu de dimensiuni mai mari pentru lagărul anterior al arborelui secundar se poate folosi rulmenţi cu role cilindrice cu unu sau două inele, sau mai rar rulmenţi cu bile.

Soluţii constructive pentru fixarea lagărului posterior sînt prezentate în fig.4.33 şi şi 4.34. In fig.4.34 este prezentată o soluţie particulară la care rulmenţii cu role conice preiau eforturile axiale atît ale arborelui primar cît şi ale arborelui secundar, rulmentul axial transmiţînd forţele axiale de la un arbore la altul.

In cazul în care roţile dinţate cu deplasare axială (baladoare) sînt cu dinţi înclinaţi ,canelurile arborelui secundar se fac spirale, pasul canalurilor trebuind să fie egal cu pasul dinţilor pentru evitarea deblocării treptelor datorită acţiunii forţelor axiale[2].

Roţile dinţate de pe arborele secundar care se află în angrenare permanentă cu cele de pe arborele intermediar pot fi montate pe lagăre de alunecare (4.35.a) sau de rostogolire (fig.4.35.b).

In fig.4.35.c este prezentată o soluţie folosită pentru descărcarea lagărelor arborelui. De cele mai multe ori roţile dinţate de pe arborele secundar sînt din aceeaşi bucată cu acesta.

4.3.5.2. Calculul arborelui secundar

Predimensionarea arborelui secundar se poate face cu relaţia [2]:

$$d \geq 0{,}45\, a_w \quad [mm] \tag{4.25.a}$$

cu

$$\frac{d}{l} = 0{,}18...0{,}21 \tag{4.25.b}$$

în care a_w este distanţa dintre axe, în mm, iar l lungimea arborelui secundar.

Pentru dimensionare sau verificare din condiţia de solicitare compusă $\sigma_{ai} = \sigma_e/(5...7)$ în care σ_e este efortul unitar corespunzător limitei de elasticitate [2] sau $\sigma_{ai} = \sigma_o/(7...9)$.

Verificarea rigidităţii la încovoiere se face conform § 4.3.7.

4.3.6. Calculul arborilor la solicitări compuse

Pentru calculul arborilor cu luarea în considerare atît a solicitării de răsucire cît şi a celei de încovoiere se parcurg etapele:

a) se stabileşte schema de forţe (fig.4.1) ce solicită arborele la încovoiere(în două plane orizontal şi vertical) şi se determină momentele de răsucire pe porţiuni.

b) se determină momentele încovoietoare M_{iV} şi M_{iH} date de componentele forţelor din fiecare din cele două plane perpendiculare, cu trasarea diagramelor de momente încovoietoare corespunzătoare (fig.4.36)

c) Se calculează momentul încovoietor rezultant, M_{irez}, prin adunarea geometrică,punct cu punct , a componentelor M_{iV} şi M_{iH} din cele două plane:

$$(M_{irez})_j = \sqrt{(M_{iV}^2)_j + (M_{iH})_j^2} \quad ; j = 1,2,...n \tag{4.26}$$

d) Se trasează diagrama de variaţie a momentului de răsucire, M_t, de-a lungul axei arborelui

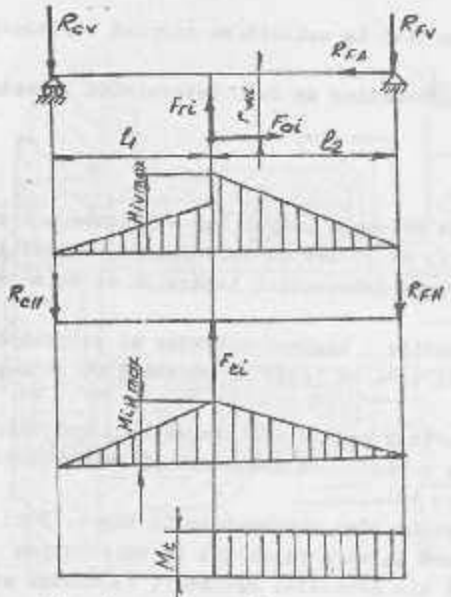
e) Se calculează, mărimea momentului de încovoiere echivalent M_{iech} cu relaţia:

$$(M_{iech})_j = \sqrt{(M_{irez})_j^2 + (\alpha M_t)_j^2} \quad ; j = 1,2,...n \tag{4.27}$$

în care α este coeficientul determinat de modul de variaţie a momentului de răsucire ($\alpha = 0{,}66$).

La calculul arborilor se stabilesc momentele M_i şi M_t pentru fiecare treaptă a schimbătorului de viteze, luîndu-se în consideraţie situaţia cea mai dezavantajoasă.

Verificarea arborilor la solicitare compusă se face cu relaţia:



Variația momentelor încovoietoare și de torsiune ale arborelui secundar.

Fig. 4.36.

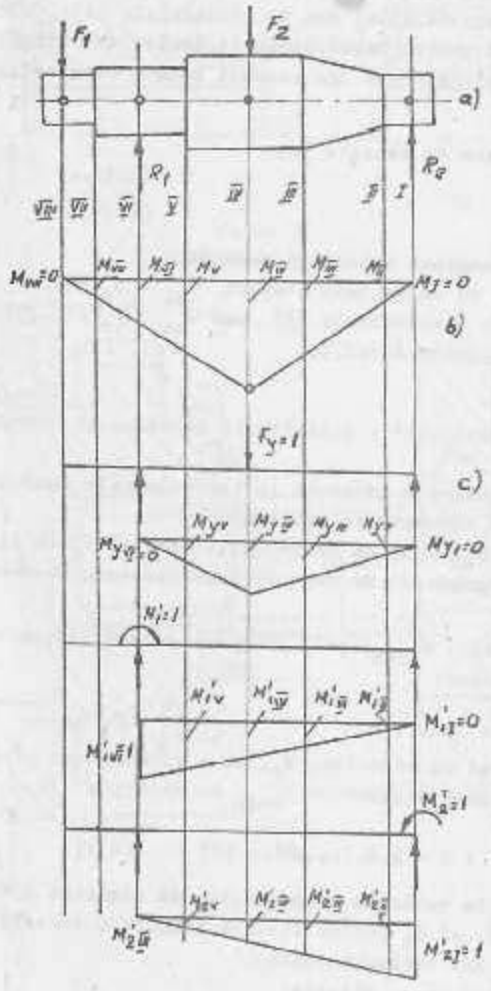


Fig. 4.37

$$\sigma = \frac{M_{iechi}}{W_i} \leq \sigma_a \quad , \tag{4.28}$$

iar calculul de dimensionare la solicitare compusă a arborilor cu relația:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{iechi}}{\pi \cdot \sigma_a}} \tag{4.29}$$

relații în care σ_a este rezistența admisibilă la încovoiere iar W_i este modulul de rezistență la încovoiere ($W_i = (\pi \cdot d^3)/32$).

4.3.7. Calculul deformațiilor la încovoiere [2, 22]

Calculul deformațiilor la încovoiere înseamnă verificarea în secțiunile care interesează a relațiilor:

$$f_j \leq f_{aj} \tag{4.30}$$

și

$$\alpha_j \leq \alpha_{aj} \tag{4.31}$$

unde f_j, respectiv α_j reprezintă valorile efective ale săgeților flexionale, respectiv ale unghiului de rotire, în secțiunea j a arborelui, iar f_{aj} și α_{aj} - valorile admisibile.

Dacă sarcinile lucrează în mai multe plane, atunci se adoptă două plane perpendiculare (planul orizontal H și cel vertical v), se determină deformațiile f_j^H și f_j^V în cele două plane, iar

$$f_j = \sqrt{f_j^{H^2} + f_j^{V^2}} \tag{4.32}$$

Calculul deformațiilor flexionale pentru cazuri mai simple se poate realiza cu metode analitice (tab.4.23). Pentru arbori cu diametrul constant, dar încărcați cu mai multe forțe transversale sau momente de încovoiere, calculul deformațiilor se realizează cu principiul suprapunerii efectelor, deci:

$$f_j = \sum_{k=1}^{n} f_j(F_k) \tag{4.33}$$

în care $f_j(F_k)$ este deformația produsă în secțiunea j de sarcina F_k, iar n este numărul forțelor sau momentelor care solicită arborele.

Pentru arborii în trepte, cu solicitări complexe, calculul deformațiilor flexionale se face cu metode grafo-analitice sau metode grafice. In continuare se va prezenta metoda Mohr-Maxwell cu utilizarea metodei de integrare Vereșceaghin, numită și metoda integralelor lui Mohr.

Se adoptă planul orizontal(H) și vertical(V) și pentru fiecare plan se parcurg următoarele etape (fig.4.37):

a) Se împarte arborele într-un număr j de tronsoane delimitate de forțele active concentrate și de salturile de diametre (fig.4.37.a)

b) Se trasează diagrama momentelor încovoietoare M_j produse de forțele $F_1 \ldots F_k$ ce încarcă arborele în plane respective (fig.4.37.b).

c) Se aplică o forță unitară $F_j = 1$ în secțiunea j, în care se dorește se determină săgeata f_j și se trasează diagrama momentelor încovoie-

toare M_{yj} produsă de forţa unitară P_y (fig.4.37.c).

d) Se determină, grafic sau analitic, valoarea momentelor M_j şi M_{yj} din punctele de delimitare a tronsoanelor alese;

e) Se calculează săgeata în punctul j considerat cu ajutorul unei sume de integrale de suprafaţă corespunzătoare fiecărui tronson atît pentru planul orizontal cît şi pentru cel vertical cu relaţia

$$f_j = \sum_{j=1}^{n} \int_{s} \frac{M_j \cdot M_{yj}}{EI_j} ds \qquad (4.34)$$

unde I_j este momentul de inerţie axial corespunzător tronsonului j, iar E este modulul de elasticitate al materialul arborelui (pentru oţel $2,1 \cdot 10^4$ MPa).

Valorile integralelor din relaţia (4.34) sînt prezentate în tabelul (4.24) funcţie de forţa diagramei de momente şi a tronsonului arborelui.

Pentru determinarea unghiurilor de înclinare în reazeme se aplică, succesiv, în fiecare reazem al arborelui cîte un moment unitar M_1 (fig.4.37.d) respectiv M_2 (fig.4.37.e) se trasează diagrama momentelor încovoietoare produse numai de M_1' respectiv M_2' şi se determină valoarea momentelor M_{1j}' şi M_{2j}' pentru punctele j de delimitare a tronsoanelor arborelui.

Cu relaţia:

$$\alpha_{1,2} = \sum_{j=1}^{n} \int_{s} \frac{M_j M_{1(2)j}}{EI_j} ds \qquad (4.35)$$

Se determină unghiurile de înclinare în reazeme. Valorile integralelor de suprafaţă din relaţia 4.35 sînt date în tabelul 4.24.

Valorile admisibile pentru deformaţiile flexionale în planul de dispunere a pinioanelor, considerînd încărcarea corespunzătoare momentului motor maxim este:

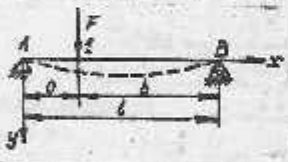
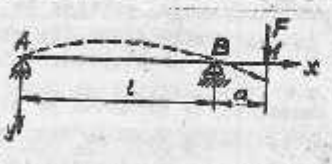
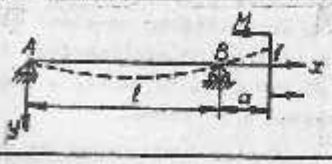
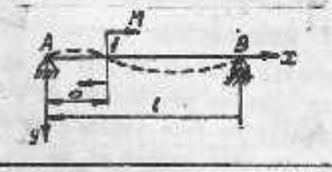
- pentru arborele secundar

f_{as} = 0,13...0,15 mm pentru treptele superioare;
f_{as} = 0,15...0,25 mm pentru treptele inferioare

- pentru arborele intermediar se recomandă ca suma săgeţilor acestuia cu a arborelui secundar (în plane de dispunere al arborilor) să nu depăşească 0,2 mm.

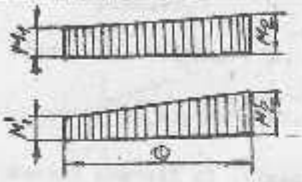
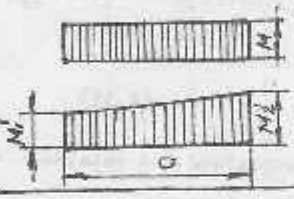
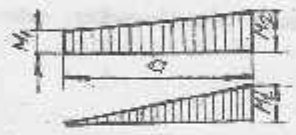
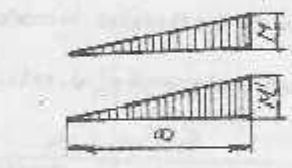
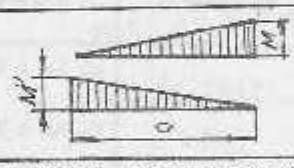
Valorile admisibile ale unghiurilor de înclinare în lagăre nu trebuie să depăşească α_a=0,001... 0,002 rad.

Tabelul 4.23.

Schema grinzii şi sarcinii	Formula fibrei medii deformate;săgeata în dreptul sarcinii	Porţiunea
	$y = \frac{Fb}{6EIl}(-x^3+l^2x-b^2x)$	de la A la 1
	$y = \frac{F}{6EI}\left(-\frac{bx^3}{l}+(x-a)^3+\frac{bx}{l}(l^2-b^2)\right)$	de la 1 la B
	$y_1 = \frac{Fa^2b^2}{3lEI}$	în pct.1
	$y = \frac{F}{6EI}\left(\frac{ax^3}{l}-alx-\frac{(a+l)(x-l)^3}{l}\right)$	de la A la 1
	$y = \frac{Fal}{6EI}\left(\frac{x^3}{l^2}-x\right)$	de la A la B
	$y_1 = \frac{F}{EI}\frac{(l+a)a^2}{3}$	în pct.1
	$y = \frac{M}{6EI}\left(3x-\frac{x^3}{l}+\frac{(x-l)^3}{l}\right)$	de la A la 1
	$y = \frac{M}{6EI}\left(3x-\frac{x^3}{l}\right)$	de la A la B
	$y_1 = -\frac{Ma}{6EI}(2l+3a)$	în pct.1
	$y = \frac{M}{2EI}\left(\frac{x^3}{3l}-\left(2a-\frac{2}{3}l-\frac{a^2}{l}\right)x\right)$	de la A la 1
	$y = \frac{M}{2EI}\left(\frac{x^3}{3l}-(x-a)^2-\left(2a-\frac{2}{3}l-\frac{a^2}{l}\right)x\right)$	de la 1 la B
	$y_1 = \frac{M}{3EI}(2a^2+2l^2-3al)\frac{a}{l}$	în pct.1?

Tabelul 4.24.

Valoarea integralelor de suprafață pentru calculul deformațiilor flexionale

Forma diagramelor de moment	Forma tronsonului de arbore	$\int_s \frac{M_i M_j}{EI_j} dx$ de respectiv $\int_s \frac{M_i M_{(2)i}}{EI_j} dx$
	Cilindric cu diametrul d	$\frac{a}{0,294Ed^4}\left[M_1(2M'_1+M'_2)+M_2(2M'_2+M'_1)\right]$
	Tronconic cu diametrul capetelor d_1 și d_2	$\frac{a}{0,294Ed_1^3d_2^3}\left[2d_2^2M_1M'_1+\right.$ $\left.+d_1d_2(M_1M'_2+M'_1M_2)+2d_1^2M_2M'_2\right]$
	Cilindric	$\frac{a}{0,098Ed^4}(M'_1+M_2)M_2$
	Tronconic	$\frac{a}{0,294Ed_1^3d_2^3}\left[2d_2^2M'_1+d_1d_2(M'_1+M'_2)+\right.$ $\left.+2d_1^2M'_2\right]M_2$
	Cilindric	$\frac{a}{0,294Ed^4}M'_2(M_1+2M_2)$
	Tronconic	$\frac{a}{0,294Ed_1^2d_2^3}\left[d_2M_1M'+2d_1M_2M'\right]$
	Cilindric	$\frac{a}{0,147Ed^4}MM'$
	Tronconic	$\frac{a}{0,147Ed_1d_2^3}MM'$
	Cilindric	$\frac{a}{0,294ED^4}MM'$
	Tronconic	$\frac{a}{0,294Ed_1^2d_2^2}MM'$
Obs.: Cînd se calculează săgețile, se înlocuiește M' prin M .		

4.3.8. Calculul asamblărilor cu caneluri

Asamblările canelate utilizate în construcția cutiilor de viteze pot fi fixe sau mobile. Un exemplu de utilizare a diferitelor tipuri de asamblări canelate la un arbore dintr-o cutie de viteze este prezentat în fig.4.38.

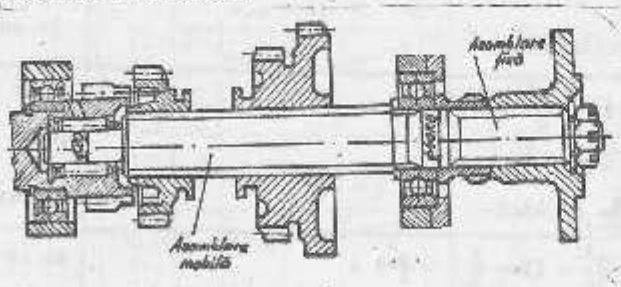


Fig.4.38.

Tipul asamblărilor canelate se alege funcție de destinație conform tab.4.25.

In tab.4.26 se prezintă metodologia de calcul a asamblărilor canelate dreptunghiulare și a celor evolventice, iar în [12] se dă metodica de calcul a acestora la oboseală și uzură.

4.4. Legăre schimbătorului de viteze

4.4.1. Generalități

In general arborii cutiei de viteze se sprijină pe rulmanți dintre care cei mai răspîndiți sînt rulmanți cu bile ce pot prelua și o anumită sarcină axială și care în exploatare nu necesită reglaje. Rulmanții cu role cilindrice (în special cei cu ace) se utilizează în cazul în care distanța dintre axe este redusă și nu pot fi folosiți rulmanți cu bile. Rar în construcția schimbătoarelor de viteze se întîlnesc și rulmanți cu role conice, însă necesită de cele mai multe ori reglaje în timpul exploatării.

Tabelul 4.25.

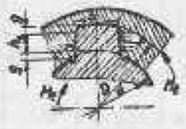
ASAMBLARI CANELATE LA CUTIILE DE VITEZE AUTO [12]

Asamblarea canelată - tip -	Asamblarea	Duritate arbore butuc HRC
Caneluri dreptunghiulare	Discul condus al ambreiajului-arborele primar al cutiei de viteze	45... 60 / 30
	Arborele secundar al cutiei de viteze-roata dințată a primei trepte	65 / 65
	Arborele secundar al cutiei de viteze-flanșa arborelui cardanic	48....55 / 30
Caneluri evolventice	Cuplajele dințate ale cutiilor de viteze(mufele de cuplare)	64 / 65

Fig.4.39.

Tabelul 4.26.

RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL A ASAMBLĂRILOR PRIN CANELURI [12]

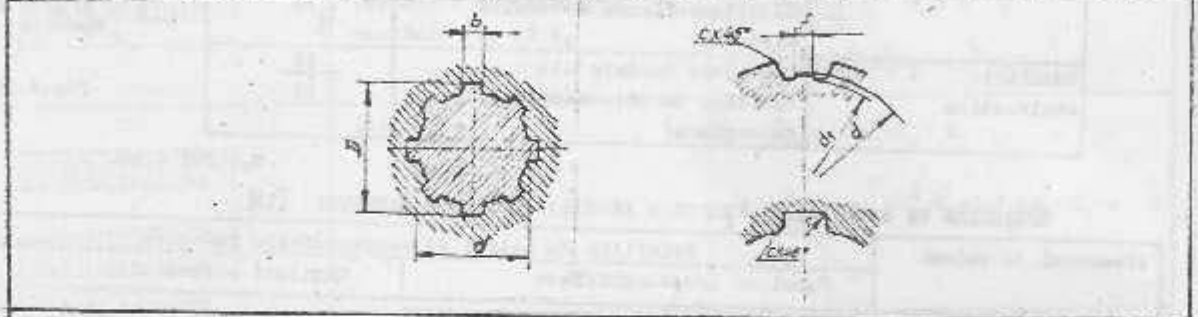
Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare	
	Caneluri dreptunghiulare	Caneluri evolventice
Diametrul arborelui d	DIMENSIONARE $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tc}}{0,2\,\tau_{at}}}$, unde M_{to} este momentul maxim de pe arborele respectiv determinat cu relația 4.2 iar τ_{at} = 25...35 MPa(valorile superioare pentru arborii scurți). Diametrul arborelui poate fi determinat și conform § 4.3.4. pentru arborele primar sau 4.3.5 pentru arborele secundar.	
Parametri asamblării	Din tabelul 4.27. 	Din tabelul 4.28.
Suprafața portantă necesară S'	$S' = \frac{M_{tc}}{r_m \sigma_{as}}$; $r_m = \frac{D+d}{4}$ σ_{as} - din tabelul 4.29...4.31.	-
Suprafața portantă reală, raportată la unitatea de lungime s'	$s' = 0,75\,\frac{\frac{D-d}{2} - 2g}{h}$;	-
Lungimea necesară a butucului, L	$L \geq \frac{S'}{s'}$	$L \geq \frac{2\,M_{to}}{0,75 \cdot D_d \cdot h \cdot z \cdot \sigma_{as}}$, cu $h = \frac{d_e - D_i}{2}$ cu σ_{as} din tabelele 4.29...4.31. Se recomandă $\alpha = 30^0$ cu $h_1 = 2,5\,m$ $\alpha = 20 - 25^0$ cu $h_1 = 1,2 \cdot m$
	VERIFICARE	
Momentul de torsiune capabil M_{toap}	$M_{toap} = s' \cdot L \cdot r_m \cdot \sigma_{as} \geq M_{to}$	$M_{toap} = 0,375 \cdot D_d \cdot h \cdot L \cdot z \cdot \sigma_{as} \geq M_{to}$
Rezistența la încovoiere σ_i	$\sigma_i = \beta_k \frac{3F}{b^2 L} \leq \sigma_{ai}$ cu $F = \frac{2\,M_{to}}{0,75 \cdot D \cdot z}$; $\sigma_{ai} = (0,3...0,5)\sigma_{02}$ β_k din fig. 4.39.	-

continuare tabelul 4.26.

Rezistența la strivire	-	$\sigma_s = \frac{2Mt_c}{0,75 \cdot D_d \cdot l \cdot z} \leq \sigma_{as}$ σ_{as} din tabelele 4.3o...4.32.

Tabelul 4.27.

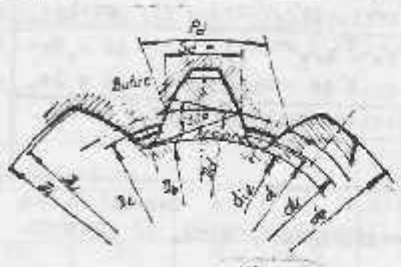
ARBORI SI BUTUCI CANELATI CU PROFIL DREPTUNGHIULAR. DIMENSIUNI

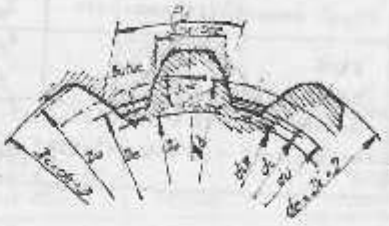
Dimensiuni nominale	Număr de caneluri	Centrare	d	D	b	d_1 min	f min	c nominal	c abateri	r max
										
SERIA UȘOARĂ (extras din STAS 1769-68)										
6 x 23 x 26	6	Centrare pe diametrul interior	23	26	6	22,1	3,54	0,2	+0,2	0,2
6 x 26 x 3o			26	3o	6	24,5	3,85	0,2	+0,2	0,2
6 x 28 x 32			28	32	7	26,7	4,o3	0,2	+0,2	0,2
8 x 32 x 36	8	Centrare pe diametrul interior sau flancuri	32	36	6	3o,4	2,71	0,3	+0,2	0,3
8 x 36 x 4o			36	4o	7	34,5	3,46	0,3	+0,2	0,3
8 x 42 x 46			42	46	8	4o,4	5,o3	0,3	+0,2	0,3
8 x 46 x 5o			46	5o	9	44,6	5,75	0,3	+0,2	0,3
8 x 52 x 58			52	58	1o	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
8 x 56 x 62			56	62	1o	53,6	6,33	0,5	+0,3	0,5
8 x 62 x 68			62	68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5
SERIA MIJLOCIE (extras din STAS 1769-68)										
6 x 23 x 28	6	Centrare interioară	23	28	6	21,3	1,34	0,2	+0,2	0,2
6 x 26 x 32			26	32	6	23,4	1,65	0,3	+0,2	0,3
6 x 28 x 34			28	34	6	25,9	1,7o	0,3	+0,2	0,3
8 x 32 x 38	8	Centrare interioară sau pe flancuri	32	38	8	29,4	0,15	0,3	+0,2	0,3
8 x 36 x 42			36	42	8	33,5	1,o2	0,3	+0,2	0,3
8 x 42 x 48			42	48	8	39,5	2,57	0,3	+0,2	0,3
8 x 46 x 54			46	54	8	42,7	0,86	0,5	+0,3	0,5
8 x 52 x 6o			52	6o	1o	48,7	2,14	0,5	+0,3	0,3
8 x 56 x 65			56	65	1o	52,2	2,5	0,5	+0,3	0,5
8 x 62 x 72			62	72	12	57,8	2,4	0,5	+0,3	0,5
1o x 72 x 82			72	82	12	67,4	-	0,5	+0,3	0,5
SERIA GREA (extras din STAS 1770-68)										
1o x 23 x 29	1o	Centrare pe diametrul interior sau flancuri	23	29	4	2o,3		0,2	+0,2	0,2
1o x 28 x 35			28	35	4	23,o		0,3	+0,2	0,3
1o x 32 x 4o			32	4o	5	24,4		0,3	+0,2	0,3
1o x 36 x 45			36	45	5	28,o		0,3	+0,2	0,3
1o x 42 x 52			42	52	6	31,3		0,3	+0,2	0,3
1o x 46 x 56			46	56	7	36,9	-	0,3	+0,2	0,3
16 x 52 x 6o	16	Centrare pe flancuri	52	6o	5	4o,9		0,5	+0,3	0,5
16 x 56 x 65			56	65	5	47,o		0,5	+0,3	0,5
16 x 62 x 72			62	72	6	5o,6		0,5	+0,3	0,5
1o x 72 x 82			72	82	7	56,1		0,5	+0,3	0,5

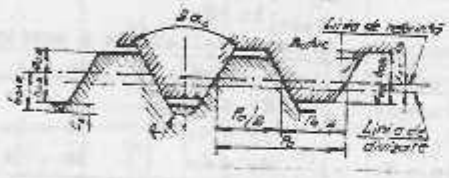
Tabelul 4.28.

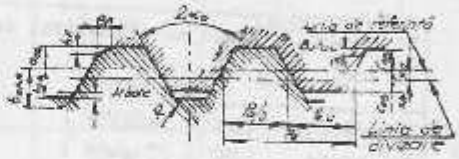
ARBORI SI BUTUCI CANELATI CU PROFIL EVOLVENTIC (extras STAS 6858-63)

$D=D_1$ (=d_e la CED)	z	$X_A=-X_B$	D_d	D_b	$S_{dA}=t_{dB}$	D_e	D_u min	d_e la CEP	d_1	d_{1R}	d_n max









Imbinări canelate tip CEP

Elemente comune:

$D_d = m \cdot z$

$D_b = D_d \cdot \cos\alpha_o$

$p_d = \pi \cdot m$

$s_{dA} = t_{dB} = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2x \cdot tg\alpha_o$

Elementele arborelui

$d_e = D-o,2$ m ; $d_e = D$ (CED)

$d_1 = D-2,4$ m

$d_{1R} = D-2,77$ m

Imbinări canelate tip CED

Elementele butucului:

$D_e = D-2m$

$D_i = D$

Cremaliera de referinţă

$\alpha_o = 3o^o$

$a_{oA} = o,4m$ la CEP

$a_{oA} = o,5m$ la CED

$b_{oA} = o,7m$

$c_A = o,2m$; $b_{oAR} = o,885m$

Gama modulelor:

I	II
1,25	1,oo
2,oo	1,5o
3,oo	2,5o
5,oo	4,oo
8,oo	6,oo
-	1o,oo

m=2 mm; p_d = 6,2832 mm											
28	12	+1,o	24	2o,785	4,296	24	27,6	27,6	23,2	22,46	24
3o	14	o	26	24,249	3,142	26	29,6	29,6	25,2	24,46	26
32	14	+1,o	28	24,249	4,296	28	31,6	31,6	27,2	26,46	28
35	16	+o,5	32	27,713	3,719	31	34,6	34,6	3o,2	29,46	31
38	18	o	36	31,177	3,142	34	37,6	37,6	33,2	32,46	34
4o	18	+1,o	36	31,177	4,296	36	39,6	39,6	35,2	34,46	36
42	2o	o	4o	34,641	3,142	38	41,6	41,6	37,2	36,46	38
45	22	-o,5	44	38,1o5	2,564	41	44,6	44,6	4o,2	39,46	41
5o	24	o	48	41,569	3,142	46	49,6	49,6	45,2	44,46	46
55	26	+o,5	52	45,o34	3,919	51	54,6	54,6	5o,2	49,46	51
6o	28	+1,o	56	48,498	4,296	56	59,6	59,6	55,2	54,46	56
65	32	-o,5	64	55,426	2,564	61	64,6	64,6	6o,2	59,46	61
m = 3 mm ; p_d = 9,4248 mm											
42	12	+1,5	36	31,177	6,445	36	41,4	41,4	34,8	33,69	36
45	14	o	42	36,373	4,712	39	44,4	44,4	37,8	36,69	39
5o	16	-o,5	48	41,569	4,235	44	49,4	49,4	42,8	41,69	44
6o	18	+1,5	54	46,766	6,445	54	59,4	59,4	52,8	51,69	54
65	2o	+1,o	6o	51,962	5,867	59	64,4	64,4	57,8	56,69	59
7o	22	+o,5	66	57,158	5,29o	69	74,4	74,4	67,8	66,69	69

Tabelul 4.29

REZISTENTA ADMISIBILA σ_{as}, în MPa, PENTRU ASAMBLARILE PRIN CANELURI, EXECUTATE DIN OTEL CU σ_r = 1000 MPa (extras din STAS 1767-67)

Tipul asamblării canelate	CONDITII DE FUNCTIONARE		
	ușoare	mijlocii	grele
Fixă	80 - 150	60 - 100	40 - 70
Mobilă, cuplare în gol	30 - 50	20 - 40	15 - 30
Pentru oțeluri cu o altă rezistență de rupere σ_r rezistențele admisibile σ_{as} se calculează conform relației $\sigma_{as} = \frac{\sigma_r}{1000}\sigma_{as}$			

Tabelul 4.30.

REZISTENȚELE ADMISIBILE σ_{as} PENTRU ASAMBLĂRI FIXE, PRETENSIONATE, CU ARBORELE ȘI BUTUCUL DIN OTEL [12]

Tratamentul termic al asamblării canelate	σ_{as}, în MPa asamblarea fiind solicitată de o sarcină		
	constantă	ciclică	cu șoc
Îmbunătățire (HRC = 30...35)	30 - 40	20 - 30	10 - 20
Cementare (HRC = 55...60)	40 - 60	30 - 40	20 - 30
Nitrurare (HV = 900 ....1000)	60 - 80	40 - 60	30 - 40

Tabelul 4.31.

REZISTENȚELE ADMISIBILE as PENTRU ASAMBLĂRILE CANELATE ALE MAȘINILOR DE TRANSPORTAT [12] (ARBORE ȘI BUTUC CU $\sigma_r \geq 500$ MPa)

Tipul asamblării	Condiții de exploatare	Fără tratament termic	Cu tratament termic
Fixă	A	35 - 50	40 - 70
	B	60 - 100	100 - 140
	C	80 - 120	120 - 200
Mobilă	A	12 - 20	20 - 35
	B	20 - 30	30 - 60
	C	25 - 40	40 - 70
Observație: A - condiții grele de exploatare B - condiții medii de exploatare C - condiții bune de exploatare			

Particularitățile privind montajul rulmenților au fost prezentate la paragraful privind arborii schimbătorului de viteze (v.§ 4.3). Rulmenții se aleg din cataloage în funcție de capacitatea de încărcare dinamică. (v.tab.4.32 și 4.33).

4.4.2. Calculul rulmenților schimbătorului de viteze

În cazul transmisiilor auto rulmenții funcționează într-un regim nestaționar, cu sarcini și turații diferite și anume : cu sarcina echivalentă Q_1 la turația n_1 și durata Dh_1, cu sarcina Q_2 la turația n_2 și durata Dh_2, cu sarcina Q_n, la turația n_n și durata Dh_n.

Capacitatea de încărcare dinamică se determină cu relația:

$$C = Q_m \sqrt[p]{D} \qquad (4.36)$$

unde Q_m este sarcina echivalentă medie, $D = D_h \cdot n_e : \frac{60}{10^6}$, iar p este un coeficient (p=3 pentru rulmenți cu bile și p =10/3 pentru rulmenți cu role).

Prin sarcină echivalentă medie, Q_m se înțelege încărcarea ce acționează asupra rulmentului pe durata $D_h = h_1 + h_2 + \ldots h_n$, ore, la turația echivalentă a rulmentului n_e, având același efect asupra lui ca și în exploatare în regimul nestaționar considerat mai sus. Valoarea sarcinii echivalente medii se determină cu relația:

$$Q_m = \left(\sum_{i=1}^{n} \alpha_i \beta_i Q_i^p \right)^{1/p} \qquad (4.37)$$

unde α_i este raportul dintre timpul de funcționare a rulmentului , în treapta de funcționare de ordinul i, și timpul total de funcționare D_h. Deci :

Tabelul 4.32.

Rulmenți cu bile [23].

Sarcina dinamică echivalentă

$P = F_r$ pentru $F_a/F_r \leq e$

$P = 0{,}56\ F_r + YF_a$ pentru $F_a/F_r > e$

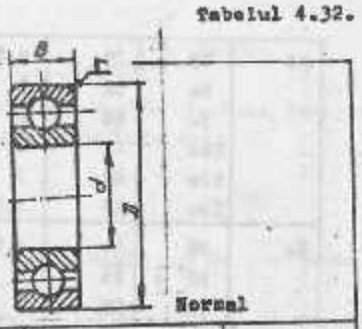
Sarcina statică echivalentă

$P_0 = F_r$ pentru $F_a/F_r < 0{,}8$

$P_0 = 0{,}6\ F_r + 0{,}5\ F_a$ pentru $F_a/F_r > 0{,}8$

Factori pentru calcule

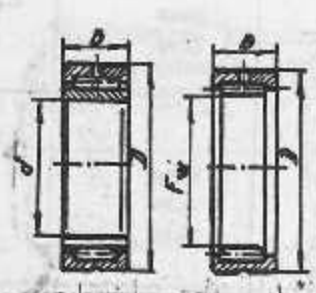
F_a/C_0	e	Y
0,025	0,22	2,0
0,04	0,24	1,8
0,07	0,27	1,6
0,13	0,31	1,4
0,25	0,37	1,2
0,5	0,44	1,0



Dimensiuni mm				Capacitatea daN		Turația limită rot/min. a/ulei		Simbol Execuție normală
d	D	B	r	Dinamică C	Statică C_0		RS;2RS	
20	32	7	0,5	2080	143	24000		6204
	42	8	0,5	5100	3100	20000		16004
	42	12	1	7350	4550	20000	11000	6004
	47	14	1,5	10000	6300	18000	10000	6204
	52	15	2	12500	8000	16000	8000	6304
	72	19	2	24000	17000	10000		6404
25	37	7	0,5	2320	1730	20000		6205
	47	8	0,5	5700	3750	18000		16005
	47	12	1	8800	5700	18000	10000	6005
	52	15	1,5	11000	7100	16000	8000	6205
	62	17	2	17600	11600	12000	7100	6305
	80	21	2,5	28000	20000	9000		6405
30	42	7	0,5	2320	1830	18000		6206
	55	9	0,5	8800	6000	14000		16006
	55	13	1,5	10400	6950	14000	8000	6006
	62	16	1,5	15300	10200	12000	7100	6206
	72	19	2	22000	15000	10000	5600	6306
	90	23	2,5	34000	24500	3000		6406
35	47	7	0,5	2400	2040	16000		6207
	62	9	0,5	9650	7100	12000		16007
	62	14	1,5	12500	8850	12000	7100	6007
	72	17	2	20000	14000	10000	5600	6207
	80	21	2,5	26000	18300	9000	5000	6307
	100	25	2,5	43000	31500	7100		6407
40	52	7	0,5	2500	2240	14000		6208
	68	9	0,5	10400	8000	11000		16008
	68	15	1,5	13200	9500	11000	6300	6008
	80	18	2	24000	17000	9000	5000	6208
	90	23	2,5	32000	22800	8000	4500	6308
	110	27	3	50000	37500	6300		6408
45	58	7	0,5	4750	3900	12000		6209
	75	10	1	12200	9500	10000		16009
	75	16	1,5	16600	12500	10000	5600	6009
	85	19	2	26000	19000	9000	5000	6209
	100	25	2,5	41500	30500	7100	4000	6309
	120	29	3	60000	46500	5600		6409
50	65	7	0,5	4900	4300	11000		6210
	80	10	1	12700	10200	9000		16010
	80	16	1,5	17000	13400	9000	5000	6010
	90	20	2	27500	20000	8000	4500	6210
	110	27	3	48000	36500	6300	3600	6310
	130	31	3,5	68000	53000	5000		6410

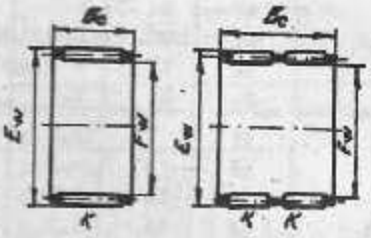
55	72	9	o,5	655	57o	1ooo		61811
	9o	11	1	153o	125o	8ooo		16o11
	9o	18	2	22oo	173o	8ooo	45oo	6o11
	1oo	21	2,5	34oo	255o	71oo	4ooo	6211
	12o	29	3	56oo	425o	56oo		6311
	14o	33	3,5	78oo	64oo	5ooo		6411
6o	78	1o	o,5	68o	62o	9ooo		61812
	95	11	1	156o	134o	71oo		16o12
	95	18	2	232o	186o	71oo	4ooo	6o12
	11o	22	2,5	375o	285o	63oo	36oo	6212
	13o	31	3,5	64oo	49oo	5ooo		6312
	15o	35	3,5	85oo	71oo	45oo		6412
65	85	1o	1	915	85o	85oo		61813
	1oo	11	1	166o	15oo	71oo		16o13
	1oo	18	2	24o.	2ooo	71oo		6o13
	12o	23	2,5	44oo	345o	56oo		6213
	14o	33	3,5	72oo	57oo	5ooo		6313
	16o	37	3,5	93oo	8ooo	4ooo		6313

Tabelul 8.33.



Sarcina dinamică echivalentă

$P = F_w$



Dimensiuni				Sarcina de bază kN		Ungere cu ulei	Simbolul	
d	D	F_w	B	Dinamică C	Statică C_o		Cu inel interior	Fără inel interior
2o	37	25	17	17,3	13,7	15ooo	NA 49o4	RNA 49o4
	37	25	3o	3o	27	15ooo	NA 69o4	RNA 69o4
22	39	28	17	19	15,6	14ooo	NA 49/22	RNA 49/22
	39	28	3o	26	28	14ooo	NA 69/22	RNA 69/22
25	42	3o	17	21	18	13ooo	NA 49o5	RNA 49o5
	42	3o	3o	33	31,5	13ooo	NA 69o5	RNA 69o5
28	45	32	17	2o,4	17,3	12ooo	NA 49/28	RNA 49/28
	45	32	3o	36	34	12ooo	NA 69/28	RNA 69/28
3o	47	35	17	2o,8	18,6	11ooo	NA 49o6	RNA 49o6
	47	35	3o	37	37,5	11ooo	NA 69o6	RNA 69o6
32	52	4o	2o	26	25	1oooo	NA 49/32	RNA 49/32
	52	4o	36	39	42,5	1oooo	NA 69/32	RNA 69/32
35	55	42	2o	27	26,5	95oo	NA 49o7	RNA 49o7
	55	42	36	42,5	47	95oo	NA 69o7	RNA 69o7
4o	62	48	22	36,5	34,5	85oo	NA 49o8	RNA 49o8
	62	48	4o	58	64	85oo	NA 69o8	RNA 69o8

Dimensiuni, mm			Sarcina de bază, kN		Ungere cu ulei	Simbolul
F_w	E_w	B_c	Dinamică C	Statică C_o		
25	3o	2o	19	2o	16ooo	K 25 x 3o x 2o
	32	16	17,3	14,6	16ooo	K 25 x 32 x 16
	38	25	34,7	27,1	16ooo	K 25 x 38 x 25 L
26	3o	17	12,3	14,3	15ooo	K 26 x 3o x 17
28	34	17	18,3	17,6	15ooo	K 28 x 34 x 17
	33	26	2o,8	22,7	15ooo	K 28 x 33 x 26
	35	18	2o,4	18,6	15ooo	K 28 x 35 x 18
3o	35	13	17	15	14ooo	K 3o x 35 x 13
	37	16	19,3	17,6	14ooo	K 3o x 37 x 16
	37	2o	2o	18	14ooo	K 3o x 37 x 2o
	4o	3o	4o,5	37,4	14ooo	K 3o x 4o x 3o
	42	44	61,5	58,6	14ooo	K 3o x 42 x 44 L
	35	26	17,3	18,6	14ooo	KK 3o x 35 x 26

$$\alpha_1 = \frac{h_1}{D_h} \; ; \; \alpha_2 = \frac{h_2}{D_h} \; ; \; \ldots \; ; \; \alpha_n = \frac{h_n}{D_h} \quad \text{si} \quad \sum_{i=1}^{n} \alpha_i = 1 \qquad (4.38)$$

în care timpul de funcţionare în treapta i poate fi determinat dăn diagrama din fig.4.4e funcţie de forţa specifică maximă de tracţiune ψ_t max determinată de relaţia: 4.39 sau din anexa 3.

$$\psi_{i\,max} = \frac{F_{tmax}}{G_a} \qquad (4.39)$$

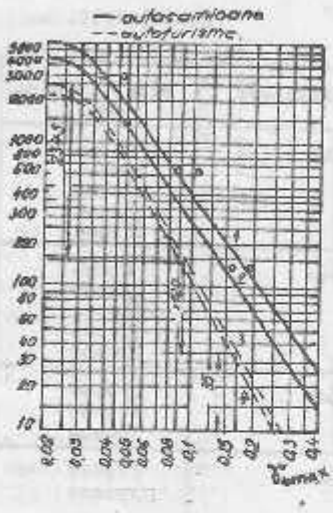


Fig.4.4e.

în care F_{tmax} este forţa de tracţiune maximă, iar Ga greutatea totală a automobilului .

Valorile coeficienţilor α_i pentru anumite tipuri de cutii de viteze pot fi determinate şi din tabelul 4.34.

β_i este raportul dintre turaţia n_i corespunzătoare unui anumit regim şi turaţia echivalentă n_e (pentru calcul n_i poate fi considerată turaţia maximă a rulmentului în treapta respectivă)

$$\beta_1 = \frac{n_1}{n_e} \; ; \; \beta_2 = \frac{n_2}{n_e} \; ; \; \ldots \; ; \; \beta_n = \frac{n_n}{n_e} \qquad (4.40)$$

Turaţia echivalentă n_e se determină cu relaţia:

$$n_e = 2{,}66 \frac{v_{med}}{r_r} i_o \cdot i_{smed} \qquad (4.41)$$

în care: v_{med} este viteza medie de deplasare a automobilului(pentru calcul seconsideră v_{med} = 5o km/h pentru autoturisme, v_{med}=3o km/h pentru autocamioane) ; i_o - raportul de transmitere al transmisiei principale (v.§.3.1); r_r - raza de rulare a roţii motoare(v.§.2.1.3) iar i_{smed} raportul de transmitere mediu al schimbătorului de viteze determinat de relaţia:

$$i_{smed} = \frac{\alpha_1 i_{s1} + \alpha_2 i_{s2} + \ldots + \alpha_n i_{sn}}{\alpha_1 + \alpha_2 + \ldots + \alpha_n} \qquad (4.42)$$

unde $i_{s1} \ldots i_{sn}$ sînt rapoartele de transmitere ale treptelor schimbătorului de viteze.

TABELUL 4.34.

VALORILE COEFICIENTILOR α_i [2]

Schimbătorul de viteze	Treapta				
	I	II	III	IV	V
cu trei trepte	0,02	0,05	0,93	-	-
cu patru trepte	0,02	0,03	0,05	0,9o	-
cu cinci trepte	0,02	0,03	0,05	0,5o	"over drive" 0,4

Sarcinile echivalente Q_i se determină cu relaţia:

$$Q_i = \left[X \cdot V \cdot Ri + Y \left(Ai \pm Si \right) \right] \cdot f_d \qquad (4.43)$$

în care Ri - forţa radială din rulment în treapta i;

Ai - forţa axială din rulment în treapta i;

X,Y - coeficienţi de transformare a sarcinii locale (din catalogul de rulmenţi) v.tab.4.32 şi 4.33

Si - rezultanta forţelor axiale ce iau naştere în rulmenţii radiali-axiali sub influenţa sarcinilor radiale

$$Si = 1{,}2 \cdot Ri \cdot tg\,\beta = 0{,}5\,\frac{Ri}{Y} \qquad (4.44)$$

V - coeficient de rotaţie (ia în considerare influenţa rotirii inelului interior v=1 sau exterior v = 1,1);

f_d - coeficient ce ia în considerare caracterul dinamic al sarcinii (f_d = 1...1,5 pentru autoturisme; f_d = 1,2...1,8 pentru autocamioane).

Calculul reacţiunilor Ri şi Ai se va face ţinînd cont de momentul echivalent determinat cu relaţia 4.21.

Durabilitatea rulmenţilor D se alege astfel încît transmisia autovehiculului să funcţioneze între două reparaţii capitale.

În tabelul 4.35 sînt prezentate valori orientative pentru durabilitatea rulmenţilor pînă la reparaţia capitală.

Pentru calculele de verificare , durabilitatea rulmentului se determină cu relaţia:

$$D = \frac{1}{\frac{\alpha_1}{D_1} + \frac{\alpha_2}{D_2} + \ldots + \frac{\alpha_n}{D_n}} \geq D_{adm} \qquad (4.45)$$

în care $D_1, D_2, \ldots, D_n$ sînt durabilităţile rulmentului ce se verifică(în milioane de rotaţii) în cazul în care ar lucra sub acţiunea sarcinilor $Q_1, Q_2, \ldots, Q_n$:

Tabelul 4.35.

DURABILITATEA RULMENŢILOR [2]

Tipul automobilului		Durata de funcţionare ore	Durabilitatea, Km
Autoturisme	- pînă la 1000 cm^3	1500 - 2500	85000
	- 1101 - 1500 cm^3		100000
	- 1501 - 2000 cm^3		110000
	- 2001 - 3000 cm^3		130000
	- peste 3000 cm^3		180000
Autocamioane	- pînă la $1,5.10^4$ N	2000 - 4000	80000
	- $1,5 - 2,0.10^4$ N		120000
	- $3,0 - 7,0.10^4$ N		140000
	- $7,0 - 10,0.10^4$ N		170000
	- peste 10.10^4 N		190000
Autobasculante	- pînă la $10,10^4$ N	2500 - 3500	120000
	- $10 - 15.10^4$ N		140000
	- peste 15.10^4 N		160000
Autobuze	- microbuze	2500 - 4000	100000
	- capacitatea nominală de transport mică (1 gabarit < 9,5 m)		100000
	- capacitatea nominală de transport medie (1.gabarit 9,5-11,0 m)		150000
	- capacitate nominală de transport mare (1.gabarit > 11 m)		180000

4.5. Sisteme de cuplare a treptelor

Cuplarea treptelor la schimbătoarele de viteze se poate obţine prin:

a) roţi dinţate cu deplasare axială;

b) roţi dinţate cu angrenare permanentă şi mufe de cuplare:

b_1) cu mufe de cuplare simple;

b_2) cu mufe de cuplare cu dispozitiv tip roată liberă

b_3) cu mufe de cuplare cu dispozitiv de sincronizare

4.5.1. Cuplarea treptelor prin roţi dinţate cu deplasare axială (roţi baladoare)

Cuplarea treptelor prin roţi dinţate cu deplasare axială (cu dinţi drepţi sau înclinaţi) se utilizează în prezent pentru obţinerea treptei de mers înapoi şi a treptelor inferioare.

In fig.4.41 este prezentată cuplarea treptelor prin roţi dinţate cu deplasare axială. Cuplarea constă în deplasarea roţii 2 pe arborele canelat 4 pînă cînd va angrena cu roata 1 montată pe arborele 3 prin intermediul unei pene.

Dezavantajele cuplării treptelor prin roţi dinţate cu deplasare axială sînt: uzura rapidă a dinţilor roţilor dinţate pe partea frontală, zgomot şi şocuri la cuplare, dificultate la schimbarea treptelor pentru conducătorul auto(necesitatea efectuării dublei debraieri).

Avantajele cuplării prin baladare sînt: simplitatea construcţiei şi costul redus al acesteia.

4.5.2. Cuplarea treptelor prin mufe de cuplare simple

Cuplarea treptelor cu roţi dinţate angrenate permanent şi mufe de cuplare simple se recomandă la treptele superioare ale schimbătorului de viteze ce funcţionează cea mai mare parte din timpul de mişcare a automobilului.

Mufele de cuplare simple pot fi cu dantură periferică (fig.4.42.a) sau cu dantură frontală (fig.4.42.b).

Cuplarea roţilor libere (2) cu arborele (4) se realizează prin deplasarea axială a mufei de cuplare (3) -.fig.4.42.

Avantajele cuplării treptelor prin mufe de cuplare simple:

- o conducere mai uşoară a automobilului decît în cazul cuplării prin deplasarea axială a roţii;
- uzura dinţilor mufei este mai mică, deoarece sarcina preluată de un dinte al mufei de cuplare este mai mică;
- are loc o descărcare a danturii roţilor dinţate, ceea ce duce la mărirea duratei de funcţionare a acestora(şocurile sînt preluate de dantura mufelor).

Dezavantajele cuplării treptelor prin mufe de cuplare simple:

- goluri la cuplare;
- sînt necesare şi în acest caz manevre suplimentare pentru egalizarea vitezelor unghiulare ale arborelui şi pinionului înainte de cuplare(dublă debreiere);
- mărirea momentului de inerţie a pieselor ce suferă o accelerare sau decelerare la schimbarea treptelor (ex. - cu pînă la 40% faţă de cuplarea treptelor prin roţi dinţate deplasate axial în cazul unui schimbător cu trei trepte).

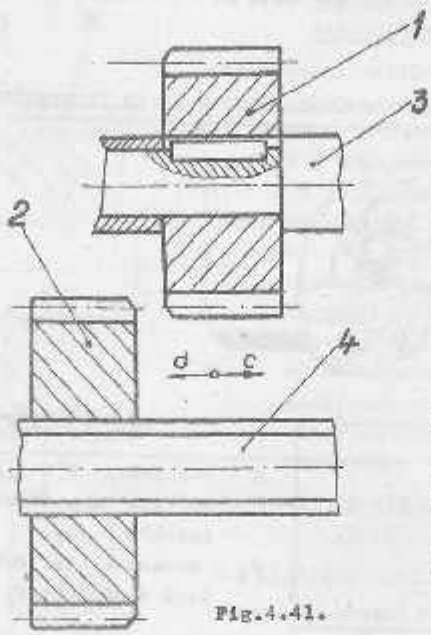


Fig.4.41.

Pentru ugurarea schimbării treptelor de viteză se utilizează mufa cu următoarele particularităţi:

- dinţii danturilor de cuplare ale roţilor dinţate alternează unul scurtat(la jumătate din lungime), cu unul de lungime normală, iar dinţii mufei sînt jumătate din dinţii danturilor de cuplare;
- marginile dinţilor danturilor de cuplare ai roţii dinţate şi mufei sînt teşite.

Aici în acest caz însă nu se poate diminua golul ce apare la schimbarea treptelor şi nici nu se elimină dubla debreiere.

Tabelul 4.36.

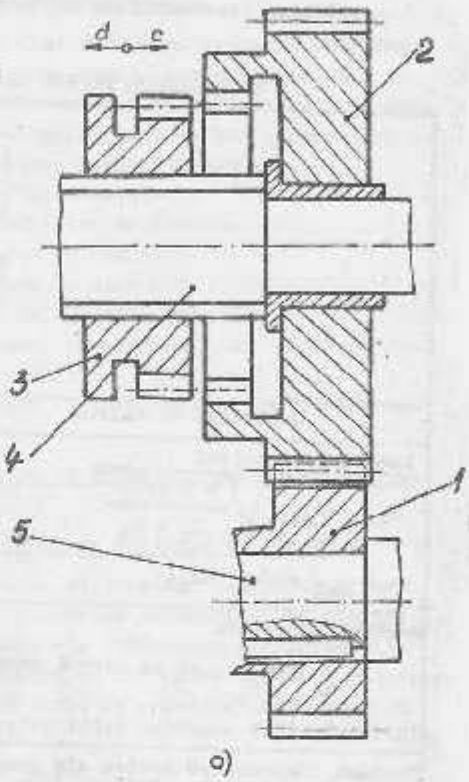
TIMPII DE CUPLARE AI TREPTELOR PENTRU DIVERSE ELEMENTE DE CUPLARE [2]

Tipul elementului de cuplare	Timpul de cuplare, s
Mufă de cuplare simplă	2,5
Sincronizator	0,5....1
Ambreiaj polidisc	0,5

In tabelul 4.37 sînt prezentate relaţiile şi metodologia necesare pentru calculul cuplajelor cu gheare(cu mufe de cuplare) precum şi recomandările necesare.

4.5.3. Cuplarea treptelor prin mufă de cuplare, cu dispozitiv tip roată liberă

In fig.4.43 este prezentată o mufă de cuplare, cu dispozitiv tip roată liberă. Roata dinţată 1, fixată pe arborele conducător 7 se află în angrenare permanentă cu roata dinţilor 2 liberă pe arborele condus 8. Solidar cu roata 2 este tamburul cilindric 3 ce serveşte drept cale de rulare pentru rălele 5. In interiorul tamburului este dispus platoul 4 prevăzut cu o serie de plane înclinate. Platoul 4 este montat liber pe arborele condus. Mufa de cuplare 6 prevăzută cu dantură frontală poate culisa pe canelurile arborelui condus 8 şi asigură solidarizarea la rotaţie a platoului 4(prevăzut de asemeni cu dantură frontală).



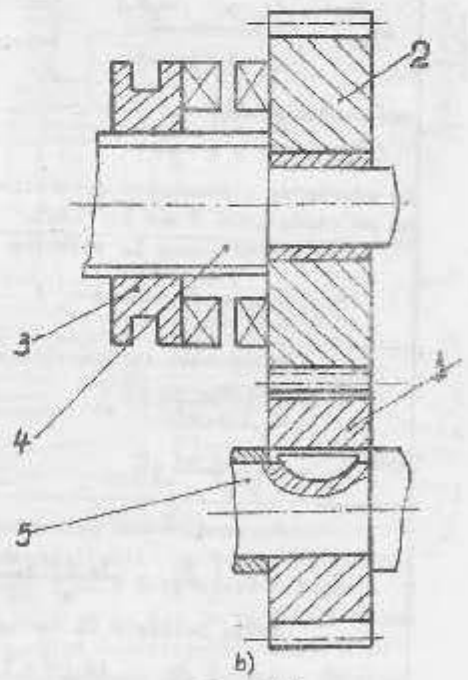


Fig.4.42.

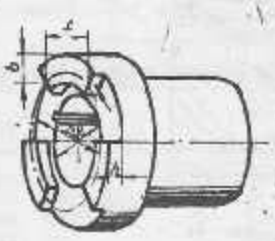
Avantaje:

- schimbarea treptelor se face fără goluri;
- schimbarea treptelor este posibilă fără utilizarea ambreiajului numai prin reducerea turaţiei motorului;

- uzură redusă a motorului (are o turaţie mică la deplasarea prin inerţie);
- scăderea consumului de carburant.

Tabelul 4.37.

METODOLOGIE PENTRU CALCULUL CUPLAJELOR RADIALE INTERMITENTE [12]



Relaţiile de calcul	Recomandări. Valori admisibile
Momentul de calcul $M_{tc} = \omega_{rel} \sqrt{\frac{K \cdot J_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2}}$ cu $\omega_{rel} = \lvert \omega_1 - \omega_2 \rvert$	K - coeficient K = 1,1...1,5 funcţie de precizia cu care s-a făcut determinarea momentelor de inerţie J_1, J_2 J_1 - momentele de inerţie masice reduse la cele două semicuplaje.
Numărul de gheare $z = \frac{2}{\omega_{rel} \cdot t_o}$ şi se adoptă numărul întreg imediat superior celui calculat	t_o - timpul de cuplare determinat din tabelul 4.36.
Unghiul flancurilor active ale ghearelor $\alpha_{max} = \frac{(1+\mu_1 \frac{D_m}{d})}{1 - \mu \mu_1 \frac{D_m}{d}}$ sau pentru $\mu = \mu_1$ $\alpha_{max} = \mu (1 + \frac{D_m}{d})$	μ_1 - coeficientul de frecare dintre butucul semicuplajului mobil şi pană(sau nanelură) μ - coeficientul de frecare pe flancul activ μ_1 şi μ se determină din tab.4.38.
La adoptarea elementelor geometrice este necesar ca unghiul de înclinare a flancurilor active să nu depăşească α_{max} calculat.	
Verificarea la strivire $p = \frac{2 M_{tc}}{0,75 \cdot D_m \cdot z \cdot b \cdot h} \leq p_a$	Se recomandă: p_a = 9o - 12o MPa, cuplare sincronă p_a = 5o - 7o MPa , cuplare la viteză relativă redusă p_a = 35 - 45 MPa , cuplare la viteză ridicată
Verificare la încovoiere $\sigma_i = \frac{16 M_{tc}}{D_m \cdot z \cdot b \cdot f^2} \leq \sigma_{ai}$ sau $\sigma_i = \frac{6 F t h}{6 f^2} \leq \sigma_{ai}$	$\sigma_{ai} = (0,5 - 0,7)\, \sigma_{e2}$ φ = unghiul de frecare φ = arc tg μ
Forţa necesară la cuplare $F_o = 2 M_{tc} \left[\frac{\mu}{d} + \frac{tg(\alpha + \varphi)}{D_m} \right]$ Forţa necesară de decuplare $F_o' = 2 M_{tc} \left[\frac{\mu}{d} - \frac{tg(\alpha + \varphi)}{D_m} \right]$	

Dezavantaje :

- construcţie complicată şi scumpă;
- uzură rapidă a planelor înclinate
- frînele autovehiculului se uzează mai repede deoarece nu poate fi folosită frîna de motor;
- motorul nu poate fi pornit prin împingere sau remorcare.

Ca urmare a dezavantajelor de mai sus acest cuplaj care era foarte răspîndit, a început să fie înlocuit de majoritatea constructorilor de autovehicole. Calculul mufei de cuplare se face conform tabelului 4.37, iar a cuplajului unisens cu dispozitiv tip roată liberă este prezentat în [12].

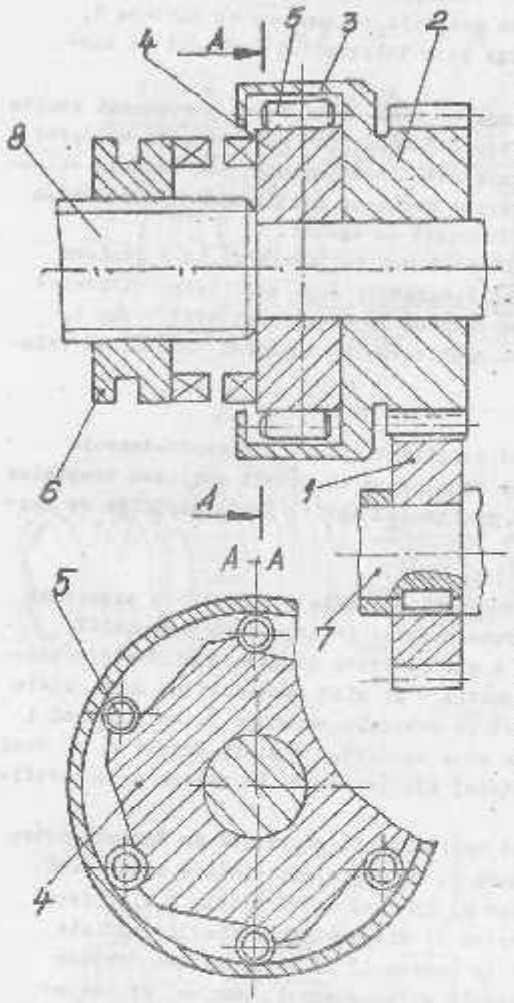


Fig.4.43.

Sincronizatorul este dispus la capătul anterior al arborelui secundar 10 între roata dințată 3, ce face corp comun cu arborele primar 1 și roata dințată 4 care se rotește liber pe arborele secundar. Roțile 3 și 4 sînt prevăzute cu danturile speciale 5 și 6 și cu suprafețele tronconice c și c'. Manșonul 7 al sincronizatorului este prevăzut cu caneluri interioare pentru a putea culisa pe canelurile arborelui secundar 10. Partea exterioară a manșonului este danturată identic cu cea a danturilor 5 și 6 pe care culisează coroana 8 cu dantură interioară. Manșonul 7 este prevăzut cu orificii radiale în care sînt introduse arcurile 2 ce acționează asupra bilelor 1, iar în părțile laterale manșonul este prevăzut cu suprafețele conice c_1 și c_1' corespunzător suprafețelor conice c și c'. Prin intermediul furcii 9 conducătorul auto deplasează coroana spre stînga sau spre dreapta pînă cînd va angrena cu dantura 5 sau 6, solidarizînd astfel arborele primar cu arborele secundar (priza directă) sau arborele secundar cu roata dințată 4. În scopul ușurării cuplării treptei, dinții coroanei cît și ai danturilor 5 și 6 sînt teșiți.

4.5.4. Cuplarea treptelor cu mufe de cuplare cu dispozitiv de sincronizare

Sincronizatoarele sînt mecanisme speciale care realizează egalarea vitezelor unghiulare ale arborelui și roții dințate înainte de solidarizarea la rotație a lor. Ele permit o schimbare rapidă și fără șoc a treptelor independent de îndemînarea conducătorului.

Clasificarea sincronizatoarelor:

- după forma suprafețelor de frecare:
  - sincronizatoare cu conuri;
  - sincronizatoare cu discuri;
- după principiul de funcționare:
  - sincronizatoare cu presiune constantă(sincronizatoare simple);
  - sincronizatoare cu inerție(sincronizatoare cu blocare).

4.5.4.1. Construcția și funcționarea sincronizatoarelor

a) Sincronizator conic cu presiune constantă

Sincronizatorul conic cu presiune constantă fiind primul sincronizator folosit la automobile, în prezent se mai folosește la treptele inferioare ale automobilelor prevăzute cu schimbătoare cu mai multe discuri. Construcția unui sincronizator conic cu presiune constantă este prezentată în fig.4.44.

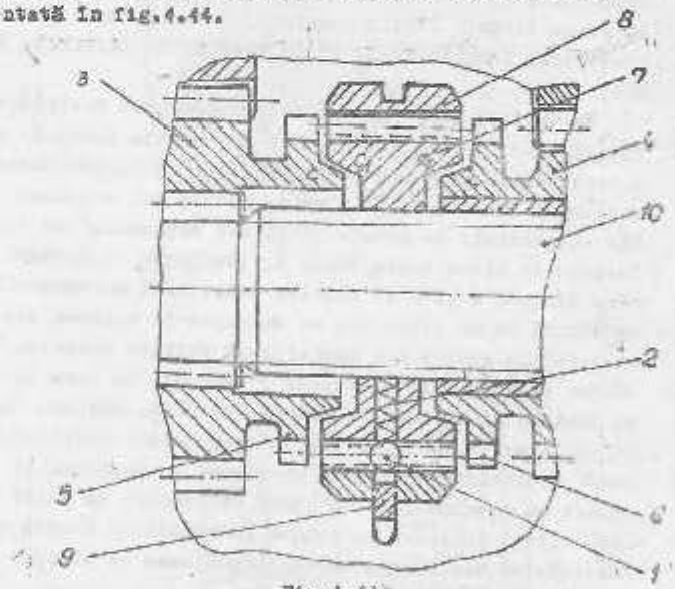


Fig.4.44.

La deplasarea spre stînga sau spre dreapta a coroanei 8 aceasta se deplasează împreună cu manșonul 7 pînă ce suprafața conică interioară c_1 a manșonului vine în contact cu suprafața conică exterioară c_2 a roții dințate 3 sau 4. Sub acțiunea forțelor de frecare ce apar între cele două suprafețe conice, vitezele unghiulare ale roții 3 sau 4 și manșonului (deci ale arborelui primar și secundar la deplasarea spre stînga se egalizează, ceea ce permite cuplarea fără șoc și fără zgomot a treptei. Pentru cuplarea propriu-zisă conducătorul auto trebuie să mărească efortul aplicat mane-

tei de acţionare, astfel încît bilele 1 să învingă forţa arcurilor 2 şi să fie scoase din şănţuleţul inelar al coroanei şi plasate în orificiile din manşon, dînd posibilitatea astfel coroanei să se deplaseze liber în raport cu manşonul pînă cînd dantura acestuia va angrena cu dantura 5, stabilindu-se o legătură rigidă între roata dinţată şi arbore prin intermediul coroanei şi manşonului.

Realizarea sincronizării necesită un anumit timp ce depinde de forţa de apăsare a coroanei asupra suprafeţelor conice ale roţilor 3 sau 4. Dacă arcurile de fixare 2 sînt prea elastice, la cuplarea rapidă acţiunea sincronizatorului conic cu presiune constantă este insuficientă, iar dantura coroanei 8 vine în contact cu dantura 5 a roţii dinţate 3 mai devreme decît se realizează sincronizarea vitezelor unghiulare, caz în care schimbarea treptelor este însoţită de zgomot.

În cazul în care arcurile 2 sînt prea rigide(pentru realizarea sincronizării şi la o cuplare rapidă),acţionarea schimbătorului de viteze devine mai dificilă,deoarece după egalizarea vitezelor unghiulare, dacă părţile frontale ale dinţilor coroanei 8 se reazemă în dinţii danturii 5 sau 6, frecarea mare dintre suprafeţele conice în contact împiedică realizarea unei mişcări unghiulare relative necesare pentru cuplarea dinţilor.

b) Sincronizator conic cu inerţie

Constructiv sincronizatoarele conice cu inerţie sînt mai complicate decît sincronizatoarele cu presiune constantă,avînd în plus dispozitive suplimentare de blocare ce permit cuplarea treptelor numai după egalizarea vitezelor unghiulare ale arborelui şi pinionului astfel încît cuplarea se realizează fără şocuri.

b_1) Sincronizator conic cu inerţie cu inele de blocare (fig.4.45).

Pinionul 1 al arborelui primar se află în angrenare permanentă cu roata dinţată 19 a arborelui intermediar. Roata dinţată 7 montată liberă pe arborele secundar este în angrenare permanentă cu roata dinţată 18 a arborelui intermediar. Atît pinionul 1 cît şi roata dinţată 7 sînt confecţionate dintr-o singură bucată cu coroanele dinţate 2 şi respectiv 6 şi sînt prevăzute cu suprafeţele tronconice 13 şi 14. Manşonul 11 al sincronizatorului montat pe arborele secundar între pinionul 1 şi roata dinţată 7 prin caneluri, este prevăzut la exterior cu o dantură, cu dinţi drepţi şi cu trei crestături longitudinale 15 în care intră pastilele (plăcuţele) 13, prevăzute în mijloc cu un orificiu.

Pe dantura exterioară a manşonului este montată coroana culisantă 10 prevăzută cu dantură interioară, iar la exterior cu un guler pentru furca de acţionare 4. Pe suprafaţa dinţată interioară a coroanei 10 este practicat un şănţuleţ inelar semicircular 8, în care intră bilele 5 ale dispozitivului de fixare, bile ce se găsesc sub acţiunea arcurilor 17 dispuse în orificiile radiale ale manşonului. De ambele părţi ale manşonului pe suprafeţele conice 13 şi 14 se găsesc dispuse inelele de blocare din bronz 9, prevăzute cu coroane dinţate 12 avînd acelaşi pas ca şi coroanele dinţate 2 şi 6 şi dantura interioară a acestora. Suprafaţa conică interioară a inelelor este prevăzută cu un filet fin ce serveşte la ruperea peliculei de ulei, mărind astfel frecarea dintre suprafeţele conice ale inelelor şi roţilor dinţate. În fiecare inel de blocare, la partea frontală dinspre manşon, sînt executate 3 degajări în care intră capetele pastilelor 3, astfel încît manşonul şi inelele de blocare se rotesc împreună. Lăţimea degajărilor este mai mare decît a pastilelor 3 cu puţin mai mult decît jumătatea grosimii dinţilor, dînd posibilitatea astfel inelelor de blocare unei deplasări unghiulare în raport cu manşonul şi coroana lor. La rotaţia inelului de blocare în raport cu manşonul, cu un unghi determinat de jocul dintre pastile şi pereţii laterali ai ferestrelor, dinţii inelului se rotesc înraport cu dinţii coroanei lor cu o jumătate din grosimea lor împiedicînd deplasarea coroanei(acţiunea de blocare a inelelor) în direcţia roţii dinţate care urmează să se cupleze.

Pentru cuplarea prizei directe coroana şi manşonul solidarizate prin bilele 5, împreună cu pastilele 3, se deplasează spre stînga cu ajutorul furcii 4. Pastilele apăsînd-se cu capetele în ferestrele inelului de blocare 12, apăsă acest inel pe suprafaţa conică 13. Datorită frecării dintre suprafeţele conice în contact, inelul de blocare se roteşte în raport cu manşonul, în sensul rotirii roţii dinţate 1, cît îi permite jocul dintre pastilele 3 şi ferestrele inelului. În urma rotaţiei inelului de blocare, cu un sfert de pas, dinţii inelului vin parţial în dreptul dinţilor coroanei le împiedicînd deplasarea coroanei spre pinionul 1 pînă cînd vitezele unghiulare ale pinionului 9 şi arborelui secundar nu se egalează. Efortul axial transmis de conducător asupra coroanei şi manşonului se transmite inelului de blocare, care apăsînd asupra suprafeţei conice 13, dă naştere la o forţă de frecare ce conduce la egalarea vitezelor unghiulare.

După ce cele două viteze unghiulare, a arborelui primar şi cea a inelului de blocare devin egale, componenta tangenţială a forţei de apăsare, devine suficientă pentru a roti inelul de blocare în sens opus rotaţiei arborelui primar astfel încît dinţii coroanei intră în angrenare cu dinţii inelului de blocare, totodată încetinind şi frecarea dintre suprafeţele conice ale inelului

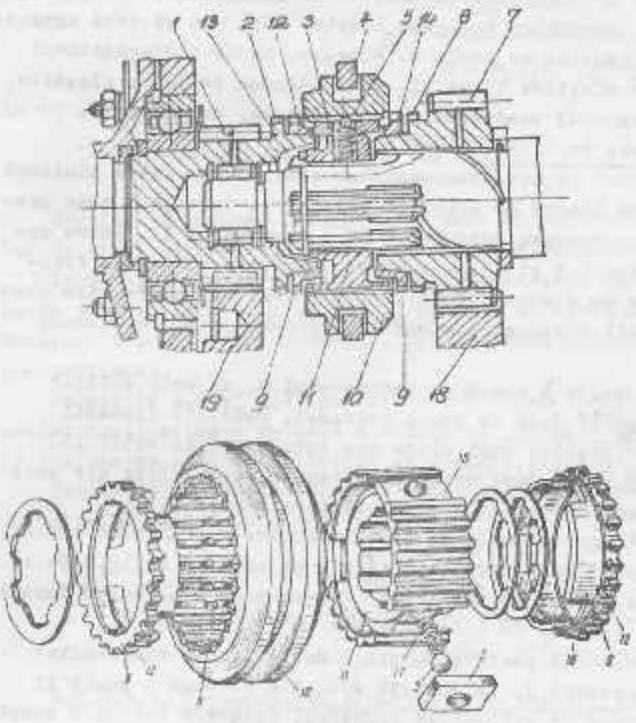


Fig.4.45.

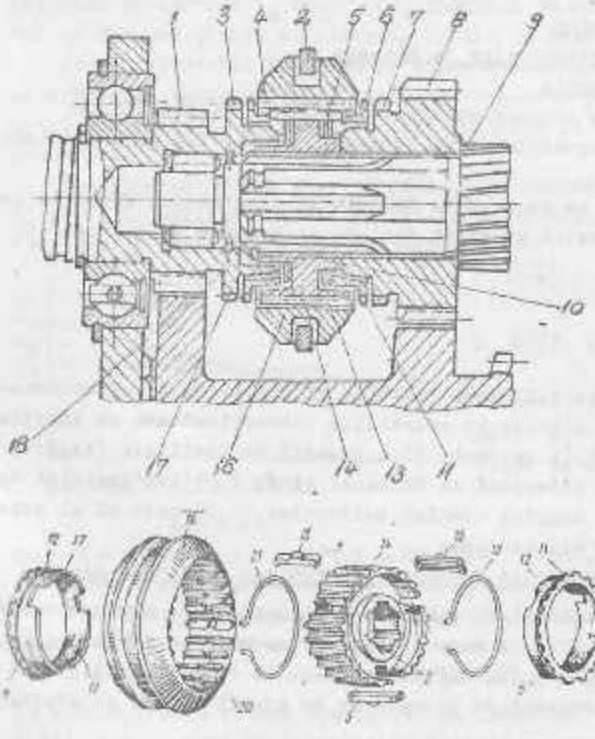
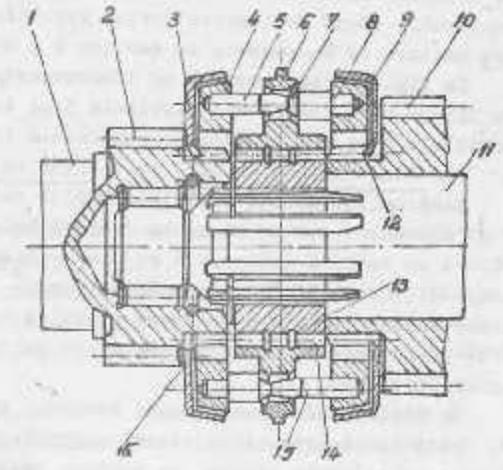
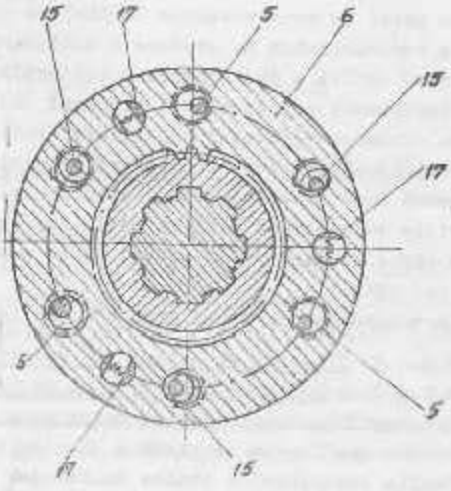


Fig.4.46.





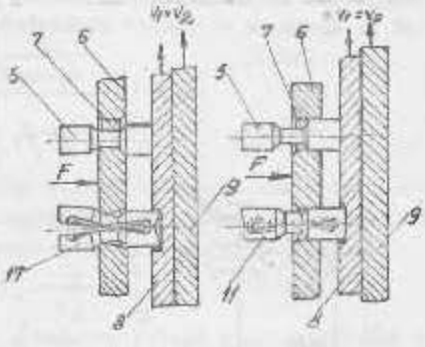


Fig.4.47.

de blocare şi ale arborelui primar. În această situaţie coroana 16 se poate deplasa în lungul manşonului (după învingerea forţei arcurilor 17) prin împingerea bilelor în locaşul dintre plăcuţe, iar dantura ei va angrena cu dantura 2 a roţii 1 permiţînd cuplarea treptei fără şoc şi fără zgomot.

În fig.4.46 se prezintă un sincronizator cu inerţie cu inele de blocare, la care dispozitivul de fixare este format din partilele 5 şi inelele elastice 13 şi 21. Sub acţiunea inelelor elastice, partilele 5 se sprijină pe proeminenţele 15 în canalul semicircular din mijlocul coroanei 16.

b_2) Sincronizator conic cu inerţie cu bolţuri de blocare (fig.4.47)

Manşonul13 montat prin intermediul canelurilor pe arborele secundar este dispus între pinionul 2 al arborelui primar şi roata dinţată 1a(montată liberă pe arborele secundar). Coroana 6 este prevăzută cu dantură interioară cu care culisează pe dantura exterioară 14 a manşonului 13. Între coroana 6 şi ansamblul format din bolţurile de blocare 5 şi 15, precum şi discurile conice de fricţiune 4 şi 8, există o legătură elastică dată de un dispozitiv de fixare format din ştifturile elastice 17, prevăzute cu arcuri lamelare astfel încît coroana şi ansamblul discurilor se deplasează axial împreună.

La deplasarea coroanei spre dreapta, discul conic 8 apasă pe contraconul 9, ce este solidar cu roata 1a şi care are o viteză unghiulară diferită faţă de cea a coroanei. Datorită frecării dintre suprafeţele conice, se produce egalarea vitezelor unghiulare ale coroanei 6 şi roţii 1a.

Pentru ca deplasarea coroanei să fie permisă numai după egalarea vitezelor unghiulare ale acesteia şi roţii 1a, se folosesc bolţurile de blocare 5 prevăzute cu o porţiune conică 7.

În cazul în care vitezele unghiulare nu sînt egale, forţa de frecare dintre suprafeţele conului 8 şi a contraconului 9, produce o deplasare tangenţială între bolţurile 5 şi coroana 6(fig.4.46.c) rezultînd astfel o descentrare a bolţurilor 5 în raport cu orificiile din coroana 6 , făcînd imposibilă deplasarea mai departe a coroanei datorită conului de blocare 7.

La egalarea vitezelor unghiulare, bolţul revine în poziţie iniţială sub acţiunea componentei tangenţiale a forţei ce acţionează pe porţiunea conică 7. În această situaţie coroana 6 poate fi deplasată spre dreapta , conul de blocare 7 intrînd în orificiile coroanei, deoarece bolţul 5 ocupă o poziţie concentrică faţă de orificiu. Prin deplasarea în continuare a coroanei spre dreapta aceasta se va cupla cu dantura 12 şi astfel se va realiza solidarizarea danturii 12(deci a roţii 1a) cu arborele secundar 11.

La deplasarea coroanei spre stînga, rolul bolţurilor 3 îl au bolţurile 15.

4.5.4.2. Elemente de calcul ale sincronizatoarelor

4.5.4.2.a. Calculul unghiului de înclinare al elementelor de blocare

Din condiţia blocării sincronizatoarelor cu inerţie

Pentru realizarea completă a sincronizării este necesar să existe o anumită legătură între unghiurile suprafeţelor conice de frecare şi ale suprafeţelor de blocare, razele lor şi coeficienţii de frecare.

Unghiul de înclinare al bolţurilor (fig.4.48) ce nu permite deblocarea sincronizatorului cu inerţie pînă la egalarea vitezelor unghiulare ale arborelui şi roţii dinţate ce urmează se cuplează:

$$\operatorname{tg}\beta < \frac{\frac{\mu_1 r}{r_1 \sin\alpha} + \mu_1}{1 - \mu \cdot \mu_1 \frac{r}{r_1 \cdot \sin\alpha}} \qquad (4.46)$$

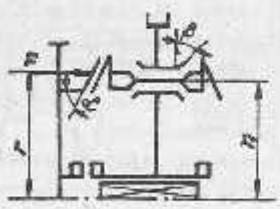


Fig.4.48.

Relaţia 4.46 este valabilă şi pentru calculul mecanismului de blocare al celorlalte sincronizatoare cu inerţie, însă unghiul β poate fi : unghiul de înclinare (teşire) al dinţilor interiori ai coroanei şi al dinţilor inelului de blocare, unghiul conului bolţurilor de blocare şi al orificiilor din coroană.

Din condiţia deblocării sincronizatoarelor cu inerţie

În momentul în care vitezele unghiulare ale arborelui şi roţii dinţate care urmează să se cupleze devin egale, frecarea dintre conurile de frecare dispare. Pentru a putea deplasa coroana în direcţia roţii dinţate ce se cuplează este necesar să se rotească elementul de blocare cu un anumit unghi, determinat de tipul mecanismului de blocare.

Dacă unghiul β îndeplineşte condiţia 4.46 atunci rotirea elementului de blocare în raport cu coroana va provoca inevitabil rotirea în acelaşi sens a roţii dinţate care urmează să se cuplez şi a pieselor transmisiei legate cinematic de ea. În cazul trecerii de la o dreaptă inferioară la una superioară unghiul β este limitat inferior. Astfel:

$$\beta > \frac{\mu \frac{r}{r_1 \sin\alpha} \cdot k + \mu_1}{1 - \mu_1 \cdot \mu \cdot \frac{r}{r_1 \sin\alpha} k} \qquad (4.47)$$

în care:

$$k = \frac{1}{\omega_{po} - \left(\omega_{so} - \xi_s \cdot t_s\right)}{1 + \frac{}{t_s}}$$

Rezultă că mărimea unghiului β care dă posibilitatea deblocării cornanei la terminarea procesului de sincronizare depinde de rezistenţele exterioare ($\xi_s = M_r/I_s$).

In cazul trecerii de la o treaptă superioară la una inferioară deblocarea sincronizatorului se poate produce fără a se aplica la cornană un efort din partea conducătorului, ci numai datorită decelerației arborelui secundar, sub acţiunea momentului forţelor rezistente, ce se opun deplasării automobilului.

Relaţiile 4.6 şi 4.47 permit determinarea limitei inferioare şi superioare pentru unghiul β, astfel încît oricare valoare a unghiului β care satisface ambele inegalităţi asigură blocarea şi deblocarea sincronizatorului la acelaşi efort al conducătorului.

Pentru reducerea timpului de deblocare este necesar ca pe cît posibil unghiul β să fie apropiat de valoarea maximă dată, de relaţia:

$$\beta_{max} = \text{arc tg} \frac{\mu \frac{r}{r_1 \sin\alpha} + \mu_1}{1 - \mu \mu_1 \cdot \frac{r}{r_1 \sin\alpha}} - (2^0 \ldots 3^0) \qquad (4.48)$$

4.5.4.2.b. Determinarea momentului de frecare dintre suprafeţele conice de fricţiune ale sincronizatoarelor cu inerţie

A) Cazul trecerii de la o treaptă inferioară la una superioară

In cazul trecerii de la o treaptă inferioară la una superioară asupra arborelui primar(în cazul cuplării în priză directă) sau asupra roţii dinţate ce urmează a fi cuplate acţionează momentul forţelor de inerţie $I_p \frac{d\omega_p}{dt}$ (I_p momentul de inerţie) precum şi momentul de sincronizare M_r(momentul de frecare dintre suprafeţele conice de fricţiune).

Asupra arborelui secundar pe lîngă momentul forţelor de inerţie $I_s \frac{d\omega_s}{dt}$ (I_s momentul de inerţie al arborelui secundar şi al pieselor transmisiei solidare la rotaţie cu el) acţionează şi momentul de sincronizare M_r şi momentul rezistenţelor la înaintare ale automobilului, redus la arborele secundar.

Din bilanţul momentelor ce acţionează asupra volanţilor echivalenţi, cu momentele de inerţie I_p şi I_s în perioada sincronizării în cazul trecerii de la o treaptă inferioară la una superioară ($\omega_{po} > \omega_{so}$ vezi fig.4.49) obţinem:

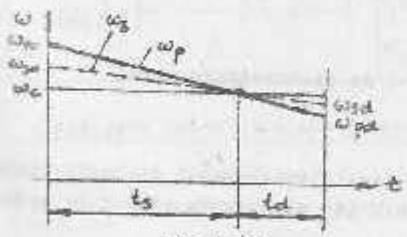


Fig.4.49

$$I_p \frac{d\omega_p}{dt} + M_r = 0 \qquad (4.49)$$

$$I_s \frac{d\omega_s}{dt} + M_r - M_r = 0 \qquad (4.50)$$

în care ω_p şi ω_s sînt valorile curente ale vitezelor unghiulare; M_r - momentul rezistenţelor la înaintarea automobilului redus la arborele secundar determinat cu relaţia:

$$M_r = \psi G_a \frac{r_r}{i_0} \qquad (4.51)$$

unde ψ - rezistenţa specifică a drumului (v.rel.3.8); G_a - greutatea totală a automobilului ; r_r -raza de rulare a roţii motoare.

Prin integrarea relaţiilor 4.49 şi 4.50 ţinînd cont că $M_r << M_r$ se obţine viteza unghiulară ω_c la sfîrşitul perioadei de sincronizare:

$$\omega_c = \omega_{so} - \xi_s \cdot t_s \qquad (4.52)$$

în care ω_{so} este viteza unghiulară la începutul sincronizării, t_s este timpul de sincronizare(v.tab. 4.35), iar ξ_s este decelerația unghiulară a arborelui secundar sub acţiunea momentului M_r determinat cu relaţia:

$$\xi_s = M_r/I_s \qquad (4.53)$$

Dacă se consideră că efortul aplicat de conducătorul auto asupra conurilor de fricţiune în cazul unui sincronizator cu inerţie este constant şi de asemenea coeficientul de frecare dintre suprafeţele

de frecare este tot constant atunci momentul de sincronizare (momentul de frecare dintre suprafeţele conice de fricţiune) este:

$$M_f = I_p \frac{\omega_{po} - (\omega_{so} - \varepsilon_s t_s)}{t_s} \qquad (4.54)$$

în care ω_{po} este viteza unghiulară a roţii dinţate ce urmează a fi cuplată la începutul sincronizării.

Variaţia vitezei unghiulare a roţii ce se include în procesul de sincronizare este:

$$\omega_p = \omega_{po} - \frac{M_f}{I_p} t \qquad (4.55)$$

In fig. 4.49 se prezintă variaţia vitezelor unghiulare ale arborelui secundar şi a roţii dinţate în cazul trecerii de la o treaptă inferioară la una superioară. Punctul de intersecţie al dreptelor ω_p şi ω_s corespunde sincronizării depline.

B. Cazul trecerii de la o treaptă superioară la una inferioară

In cazul trecerii de la o treaptă superioară la una inferioară arborele secundar are viteza unghiulară mai mare decît roata dinţată ce urmează să se cupleze ($\omega_{po} < \omega_{so}$). Din acest motiv pentru obţinerea unei angrenări fără şoc, piesele transmisiei legate cinematic de roata dinţată trebuie să-şi mărească brusc(în timpul scurt al cuplării) viteza unghiulară (v.fig.4.5c).

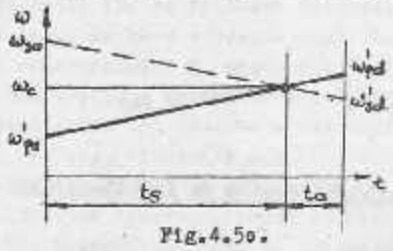


Fig.4.5c.

Scriind bilanţul momentelor ce acţionează asupra volanţilor echivalenţi cu momentele de inerţie I_p şi I_s vom avea:

$$I'_p \frac{d\omega_p}{dt} - M_f = 0 \qquad (4.56)$$

$$I_s \frac{d\omega_s}{dt} + M_r + M_f = 0 \qquad (4.57)$$

în care I'_p este momentul de inerţie al elementelor transmisiei legate cinematic cu roata dinţată de pe arborele secundar ce urmează să se cupleze , redus la arborele secundar; I_s - momentul de inerţie al elementelor transmisiei legate cinematic cu arborele secundar şi al masei automobilului ce se află în mişcare de translaţie redus la arborele secundar, ω_p şi ω_s sînt vitezele corespunzătoare ale roţii dinţate şi arborelui secundar; M_r - momentul rezistenţelor la înaintare redus cu relaţia 4.51 iar M_f-momentul de frecare al sincronizatorului.

Din integrarea relaţiilor 4.56 şi 4.57 ţinînd cont că $M_f << M_t$ şi că M_r nu variază în timpul schimbării treptelor rezultă viteza unghiulară ω_c la sfîrşitul sincronizării.

$$\omega_c = \omega_{so} - \varepsilon_s \cdot t_s \qquad (4.58)$$

în care $\varepsilon_s = \frac{M_r}{I_s}$ este decelerţia arborelui secundar, iar t_s este timpul de sincronizare(v.tab. 4.36).

Momentul de frecare dintre suprafeţele conice de frecare se determină cu relaţia:

$$M_f = I'_p \frac{(\omega_{so} - \varepsilon_s t_s) - \omega'_{po}}{t_s} \qquad (4.59)$$

Variaţia vitezei unghiulare a roţii ce se include în procesul de sincronizare este:

$$\omega'_p = \omega'_{po} + \frac{M_f}{I'_p} t \qquad (4.60)$$

In fig.4.5c s-a reprezentat grafic variaţia vitezelor unghiulare ale arborelui şi roţii dinţate în cazul trecerii de la o treaptă superioară la una inferioară (t_s corespunde etapei de sincronizare iar t_d etapei de deblocare).

4.5.4.2c)Determinarea momentelor de inerţie I_s şi I_p (I'_p)

Momentul de inerţie I_s ale elementelor transmisiei legate cinematic cu arborele secundar şi al masei autovehiculului ce se află în mişcare de translaţie redus la arborele secundar se determină cu relaţia:

$$\frac{1}{2} I_s \omega_{so}^2 = \frac{1}{2} \sum I_{si} \omega_{io}^2 + \frac{1}{2} Mv^2 \qquad (4.61)$$

Neglijînd momentele de inerţie ale elementelor transmisiei se poate scrie:

$$I_s = \frac{1}{\omega_{so}^2} Mv^2 \qquad (4.62)$$

relaţii în care v este viteza autovehiculului pentru ω_{so}, M este masa autovehicolului (M=Ga/g), ω_{io} reprezintă vitezele unghiulare ale elementelor transmisiei legate cinematic de arborele secundar pentru ω_{so} , iar I_{si} reprezintă momentele de inerţie ale acestor elemente(v.rel.4.64).

Momentul de inerţie al arborelui primar (cazul cuplării în priză directă) sau al elementelor transmisiei legate cinematic de roata dinţată de pe arborele secundar se urmează să se cuplaze se poate determina cu relaţia:

$$I_p = \frac{1}{\omega_{po}^2} \sum I_{pi} \omega_{io}^2 \qquad (4.63)$$

în care ω_{po} reprezintă turaţia roţii ce se cuplează, I_{pi} reprezintă momentele de inerţie ale elementelor transmisiei (v.rel.4.64) legate cinematic de roata ce urmează să se cuplaze, iar ω_{io} vitezele unghiulare ale acestor elemente corespunzătoare vitezei ω_{po}.

Momentele de inerţie a elementelor legate cinematic pot fi determinate cu formula aproximativă [11]

$$I = K_m \cdot m \cdot D_H^2 \qquad (4.64)$$

în care K_m este factor de distribuţie a masei în cazul elementului (0,125 pentru arbore tubular, 0,25 pentru arbore plin, 0,11 pentru ambreiaj, 0,16 pentru roţi dinţate), m este masa elementului (kg), iar D_H este diametrul exterior al elementului (mm).

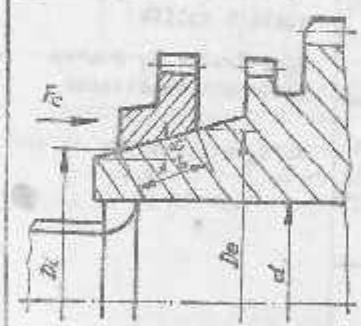
4.5.4.2.d. Calculul suprafeţelor conice de fricţiune

Caracteristici ale materialelor de fricţiune [12] Tabel 4.38.

Cuplul de materiale	pa MPa	μ
Oţel/oţel	2o - 1oo	0,1 - 0,15
Bronz sinterizat cu canale/oţel	2o - 1oo	0,o8
Bronz cu adaosuri/oţel	44 - 65	0,o3- 0,o5

Calculul suprafeţelor conice de fricţiune este prezentat în tabelul 4.39. 12

Metodica de calcul a suprafeţelor conice de fricţiune [12] Tabelul 4.39.

Schema de calcul	Relaţii de calcul	Recomandări.Valori admisibile
	Diametrul mediu $D_m = \sqrt{\frac{2 \beta M_r}{\pi \psi \mu p_a}}$ Diametrul minim $D_i = D_m - b \sin\alpha$ Diametrul maxim $D_e = D_m + b \sin\alpha$ Forţa de apăsare $F_o = \frac{2M_{to}\sin\alpha}{D_m} \cdot \frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{\mu}$ Presiunea pe suprafaţa conică $p_{max} = \frac{F_o}{\pi b D_i \sin^2\alpha} \leq p_a$ Momentul capabil $M_{to} = \frac{\pi \mu b D_m D_i p_a}{2} \geq M_r$	M_r - momentul de sincronizare (rel 4.54 sau 4.59) $\psi = \frac{b}{D_m} = 0,15...0,3o$ $\psi_{mpa} = 0,2685$ $\alpha > 6^o$; pentru oţel/oţel $\alpha > 12^o$; pentru oţel/bronz μ ;pa din tab.4.38

Elementele geometrice ale danturii cuplajului [12] Tabel 4.4o.

Denumirea elementului	Simbol	Relaţia de calcul	
		Butuc	Manşon
Modulul	m	m(din tab.4.3)	
Unghiul profilului de referinţă	α_o	$\alpha_o = 2o^o$	
Nr.de dinţi	z	$z_1 = z_2$	
Diametrul de divizare	D_d	$mz_1 = mz_2$	
Diametrul exterior	D_e	$D_{e1} = m(z+1,6)$	$D_{e2} = m(z-2)$
Diametrul interior	D_i	$D_{i1} = m(z-2,5)$	$D_{i2} = m(z+2)$
Înălţimea capului dintelui	h_a	0,8 m	m
Înălţimea piciorului dintelui	h_b	1,25 m	m
Înălţimea de contact	h_c	$h_c \simeq 1,2$ m	
Lăţimea danturii	b	$b_1 < b_2$	
Jocul dintre flancuri	j_f	$b_1 \cdot 1o^{-3}$	
Raza de bombare	R_B	$R_B = R_d$	$R_B = \infty$

vezi şi tab.4.41.

4.3.4.2.e: Calculul cuplajului dinţat

După determinarea dimensiunilor cuplajului dinţat (v.tab.4.4e) acesta se verifică la:

contact: $$\sigma_{Hmax} = 0,456 \sqrt{\frac{M_{to} \cdot E}{D_d^3 \cdot q_{ak} \cdot q_{ak} \cos\alpha_o}} \leq \sigma_{ak} \qquad (4.65)$$

sau/şi la încovoiere:

$$\sigma_{imax} = \frac{4M_{to}}{b_1 D_d^2 \cdot q_{ai} \cdot q_{ai}} \leq \sigma_{ai} \qquad (4.66)$$

Stabilirea solicitării principale se stabileşte cu inegalităţile:

$$\frac{\sigma_{ak}^2}{\sigma_{ai}} \leq 0,35 \frac{E}{\pi} \lambda \quad \text{- solicitare de contact} \qquad (4.67.a)$$

$$\frac{\sigma_{ak}^2}{\sigma_{ai}} > 0,35 \frac{E}{\pi} \lambda \quad \text{- solicitare de încovoiere} \qquad (4.67.b)$$

In cazul materialelor cu HB $\leq$ 350c preponderentă este solicitarea de contact, iar în cazul materialelor cu HB > 350c solicitarea de încovoiere.

Parametrii din relaţiile 4.65....4.67 sînt prezentaţi în tab.4.41.

Determinarea parametrilor pentru calculul cuplajelor dinţate 12 — Tabelul 4.41

Parametrul	Relaţia de calcul	Recomandări
σ_{ak}	-	v.tab.4.42.
σ_{ai}	-	v.tab.4.42.
M_{to}	$M_{to} = c_d \cdot M_{max}$	v.sel. 4.2.
E	-	Pentru oţel $2,1.10^4$ MPa
q_{ak}	$q_{ak} = \frac{1}{2} \left(\frac{S_k}{\Delta t} \right)^{0,45}$	$R_a = (0,3...0,5) R_d$ pentru oţeluri călite
q_{ai}	$q_{ai} = \frac{1}{2} \left(\frac{S_i}{\Delta t} \right)^{0,45}$	$R_a = 0,7..2,0\ R_d$ pentru oţeluri îmbunătăţite
q_{ak}	$q_{ak} = 0,65 \left(\frac{S_k}{\Delta F_{pmax}} \right)^{0,75}$	$b_1/D_d = 0,1...0,17$
q_{ai}	$q_{ai} = 0,65 \left(\frac{S_i}{F_{pmax}} \right)^{0,75}$	
S_k	$S_k = 9 \frac{\sigma_{ak}^2 D_d}{K_m \cdot E \cdot z \cdot \lambda}$	
S_i	$S_i = 2,9 \frac{\sigma_{ai} \cdot m^2}{K_m}$	
K_m	$K_m = 0,15 \left(\frac{b_1}{D_d} \right)^{0,25} \frac{D_d \cdot E}{z^{0,75}}$	
λ	$\lambda = \frac{R_d}{R_h}$; $R_d = \frac{D_d}{2}$	
Δt	$\Delta t = \overline{\Delta t} \cdot b_1$ [mm]	$\overline{\Delta t} = 1o^{-3}...3.1o^{-3}$
ΔF_{pmax}	$\Delta F_{pmax} = (0,3...0,5)(\Delta F_{pb} + \Delta F_{pm})$	ΔF_{pb} şi ΔF_{pm} din tab.4.43

Tabelul 4.42.

Recomandări privind alegerea rezistenţelor admisibile pentru calculul cuplajelor dinţate [42] (după IOTCM) [12]

Material	Tratamentul termic	Duritatea				Rugozitatea flanc R_d μ_m	Rezistenţe admisibile	
		Miez		Flanc			σ_{ak} daN/mm^2	σ_{ai} daN/mm^2
		HB	HV	HRC	HV			
4c Cr1c	Îmbunătăţit revenit	26c-28c	26c-28c	-	-	3,2	49	23
						1,6	52	
						c,8	56	
						0,4	59	

Continuare 4.42.

0	1	2	3	4	5	6	7	8
41 MoCr11	Imbunătăţit-revenit	26o-28o	26o-68o	-	-	3,2 1,6 o,8 o,4	51 55 58 61	25
34MoCrNi15	Imbunătăţit-revenit	27o-29o	27o-29o	-	-	3,2 1,6 o,8 o,4	55 6o 64 68	27
4o Cr 1o	Nitrurare moale	26o-28o	-	-	66o-69o	1,6 o,7	93 - 1o5 11o - 13o	23
41MoCr11	Nitrurare moale	26o-28o	-	-	66o-69o	1,6 o,8	95 - 1oo 1oo - 12o	25
OLJ 45	CIF cu revenire joasă	245-26o	-	55-6o	-	1,6 o,8	8o - 9o 95 - 11o	2o
OLJ 15	Cementat călit	28o	-	57-6o	-	o,8 o,4	1oo - 12o 12o - 145	15-2o
21MoMnCr12	Cementat călit	32o	-	57-67	-	o,6 o,4	12o - 13o 14o - 16o	35 - 4o
18MoCrNi13	Cementat călit	32o	-	57-62	-	o,8 o,4	125 - 135 14o - 17o	37 - 42

Tabelul 4.43.

Erorile de divizare a butucului ΔF_{pb}, respectiv a manşonului ΔF_{pm} cuplajelor dinţate [12], în µm

Clasa de precizie	Modulul m, mm	Diametrul de divizare mm			Modulul m, mm	Diametrul de divizare			Modulul	Diametrul de divizare mm		
		25-5o	5o-1oo	1oo-2oo		25-5o	5o-1oo	1oo-2oo		25-5o	5o-1oo	1oo-2oo
5	până	16	18	2o	de la	17	2o	22	de la	22	25	25
6	la	22	25	28	1,6	25	28	32	4 la	28	32	36
7	1,6	32	36	4o	până la	36	4o	45	1o	4o	45	5o
8		45	5o	56	4	5o	56	63		63	63	71

4.5.5. Cuplarea treptelor prin ambreiaj polidisc

Avantajele cuplării treptelor prin ambreiaj polidisc sînt cuplarea rară, zgomot şi şocuri; cuplarea se poate face sub sarcină, se urmăreşte durabilitatea de funcţionare a schimbătorului de viteze.

Cu toate acestea se utilizează rar deoarece conduce la creşterea gabaritului schimbătorului de viteze şi în acelaşi timp construcţia este mai complicată.

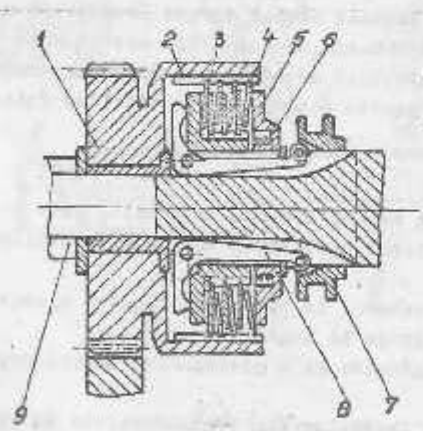


Fig.4.51.

In fig.4.51 este prezentată soluţia de cuplare a treptelor cu ajutorul unui ambreiaj polidisc. Solidarizarea la rotaţie a roţii 1 cu arborele 9 se face cu ajutorul ambreiajului polidisc ce cuprinde discurile 3 şi 4. Discurile 3 sînt solidare la rotaţie cu carcasa roţii 1 şi pot fi deplasate pe canelurile acesteia, în timp ce discurile 4 sînt solidare la rotaţie cu arborele 9 tot prin intermediul unor caneluri.

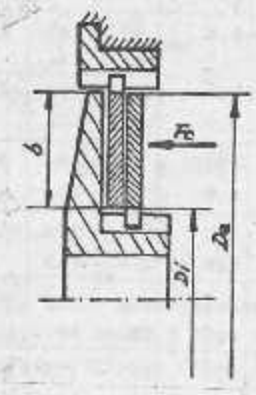
Forţa de apăsare dintre discuri este dată de pîrghia 8 acţionată de mufa 7, astfel încît discurile sînt strînse între placa de presiune 2 şi contradiscul 5. Arcul 6 readuce placa de presiune în poziţia iniţială la decuplare. Calculul conform tabelului 4.44.

4.6. Carterul schimbătorului de viteze

Carterul schimbătorului de viteze se compune din:

- capacul superior ce serveşte la montarea mecanismului de acţionare al schimbătorului de viteze, în sistemul de acţionare directă;
- capacul anterior ce serveşte la fixarea lagărului posterior al arborelui primar. Capacul anterior serveşte şi la ghidarea manşonului rulamentului de presiune al ambreiajului (centrarea capacului faţă de arbore se face pe inelul exterior al rulmentului). Etanşarea arborelui primar se realizează sub formă de labirint în spirală cu filet dreapta, pentru capac şi filet stînga pentru arbore.

Metodologia de calcul a cuplajului polidisc plan — Tabelul 4.44.

Schema de calcul	Relaţii de calcul	Recomandări. Valori admisibile
	Diametrul mediu $D_m = \sqrt[3]{\frac{2M_{to}}{\pi\psi(1-\psi)\mu i p_{ad}}}$ Diametrul exterior $D_e = (1+\psi)D_m$ Diametrul interior $D_i = (1-\psi)D_m$ Nr. de discuri $z_2 = i/2$ $z_1 = z_2 + 1$ Forţa de cuplare $F_c = \frac{2M_{to}}{i\,\mu\,D_m}$ Verificarea la strivire $p_{max} = \frac{F_c}{\pi b D_i} \leq p_a$	M_{to} - momentul de calcul (v. rel. 4.2) $D_m = \frac{D_e+D_i}{2}$ i = nr. suprafeţelor de frecare $i \leq 16$ (se adoptă număr par) $\psi_{opt} = 0{,}2685$ μ şi p_a din tabelul 4.38

- capacul posterior ce serveşte la fixarea lagărului posterior al arborelui secundar. Pentru etanşare în acest caz se utilizează manşete de rotaţie (simeringuri). În capacul posterior al carterului se montează şi dispozitivul de acţionare al vitezometrului;

- capace laterale servesc la închiderea ferestrelor de control ale prizei de forţă, sau la unele schimbătoare de viteze cu acţionare directă, la montarea mecanismului de acţionare;

- carterul propriu-zis (carcasa schimbătorului de viteze) trebuie să aibă o rigiditate suficient de mare şi greutate cît mai redusă . Pentru a satisface aceste cerinţe nervurile carterului sînt dispuse astfel încît să se obţină o construcţie asemănătoare cu o grindă cu zăbrele. Pereţii se toarnă la o grosime tehnologică minimă.

Sistemele de etanşare utilizate la schimbătoarele de viteze sînt prezentate în tabelul 4.45.

Carterul schimbătorului de viteze este prevăzut cu orificiu pentru introducerea lubrifiantului - dispus de obicei la nivelul la care trebuie să se găsească lubrifiantul în carter (serveşte şi pentru controlul acestui nivel) şi orificiu pentru evacuat uleiul dispus în punctul cel mai de jos al carterului. Orificiile pentru introducerea şi evacuarea uleiului din carter sînt astupate cu dopuri conice filetate, astfel încît ele nu necesită garnituri de etanşare. Carterul schimbătorului de viteze se confecţionează de obicei din fontă , dar pentru reducerea greutăţii se folosesc aliaje de aluminiu (la autoturisme).

4.7. Ungerea schimbătorului de viteze

Ungerea schimbătoarelor de viteze se realizează la majoritatea automobilelor prin barbotare. La cele la care arborii sînt dispuşi într-un plan vertical, barbotarea uleiului se realizează de roţile arborelui intermediar sau a arborelui secundar.

Pentru ungerea zulmenţilor se folosesc uneori jgheaburi, în care lubrifiantul ajunge în timpul barbotării de unde prin intermediul unor canale acesta ajunge la lagăre.

La unele schimbătoare de viteze pentru ungerea lagărelor şi a pinioanelor se foloseşte o pompă antrenată de către arborele intermediar.

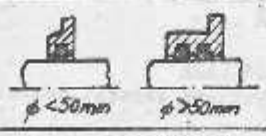
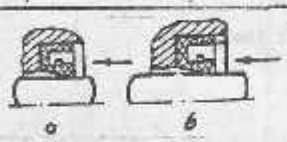
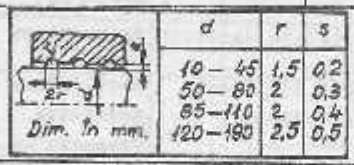
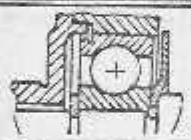
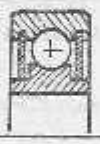
Uleiurile folosite pentru ungerea angrenajelor şi lagărelor din schimbătoarele de viteze sînt prezentate în tabelul 4.7.

4.8. Sistemul de acţionare al schimbătoarelor de viteze

Sistemul de acţionare al schimbătorului de viteze serveşte la cuplarea şi decuplarea treptelor de viteze.

Sistemul de acţionare poate fi manual, semiautomat sau automat. El trebuie să îndeplinească următoarele condiţii: simplitate constructivă, siguranţă în funcţionare, cost cît mai scăzut, efort minim din partea conducătorului, întreţinerea ugoară. Sistemul de acţionare al schimbătoarelor de viteze în trepte cu arbori cu axe fixe, în majoritatea cazurilor este mecanic.

Sisteme de etanşare la schimbătoarele de viteze — Tabelul 4.45.

Sistem de etanşare	Schema de montaj	Condiţii de montaj			Observaţii
		V_{max}	R_a (fus)	max °C	
Cu pîslă		5 m/s	6,8	50-60°	
		7 m/s	1,6		
Cu manşon de cauciuc cu(b) şi fără (a) armătură de tablă		5-6 m/s	6,3	120°	Montarea se face astfel încît manşonul să fie îndreptat cu deschiderea spre partea din care se etanşează (vezi săgeata)
		8-10 m/s	1,6		
Cu manşon de cauciuc, mase plastice sau piele		5-6 m/s	6,3	120° pentru cauciuc, 80° pentru piele	
		8-10 m/s	1,6		
Cu fantă şi canale de ungere		d: 10-45, 50-80, 85-110, 120-190 / r: 1,5, 2, 2, 2,5 / s: 0,2, 0,3, 0,4, 0,5	Se recomandă rugozitate mare. Eventual filet stînga	Mai mic cu 20° decît temp. de topire a unsorii	Labirintul se umple cu unsoare consistentă, indiferent de ungerea rulmentului se poate combina cu alte etanşări.
Cu discuri de protecţie		Recomandat 5<V<6 m/s	-	-	Se utilizează cînd rulmentul este uns cu unsoare consistentă
Cu etanşări montate în rulment		-	-	-	Seria rulmentului precedată de 5o...

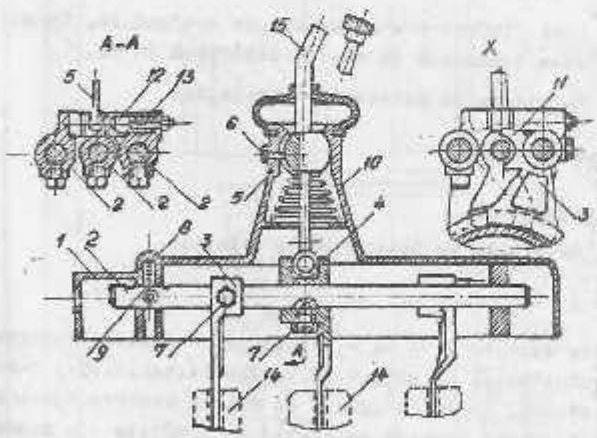


Fig.4.52.

1 - capac carter; 2 - tije culisante; 3_furcă 4 - manşon furcă; 5 - articulaţie sferică 6 - ştift ; 7 - guzuburi de fixare; 8 - arc dispozitiv de fixare; 9 - bilă dispozitiv de fixare; 10 - arc de apăsare a manetei; 11-ghearе de ghidare; 12 - tampon ; 13 - arc; 14-mufe de cuplare ; 15 - manetă de acţionare

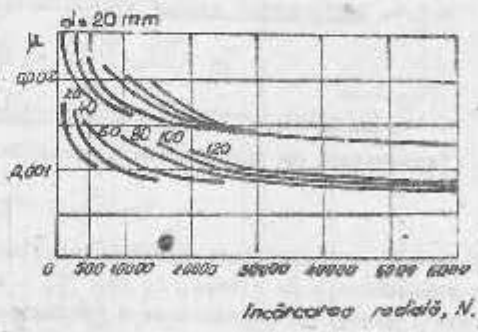


Fig.4.53.

In fig.4.52 este prezentată construcţia unui mecanism de acţionare a treptelor cu manetă pe capacul schimbătorului de viteze. Intregul mecanism este montat în capacul carterului schimbătorului de teze.

Literatura de specialitate prezintă pe larg sistemele de acţionare a schimbătoarelor de viteze ,2,3 etc. .

4.9. Calculul randamentului schimbătorului de viteze [13]

4.9.1. Randamentul angrenării dinţilor η_a se calculează separat pentru fiecare angrenaj ce transmite mişcarea:

- pentru angrenajul cilindric cu dinţi drepţi sau înclinaţi

$$\eta_a = 1 - \frac{\pi \mu_a f_{cr}}{f \cos\beta}\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) \qquad (4.68)$$

în care f = 2 pentru angrenajele cu dinţi drepţi şi în perioada de rodaj şi pentru cele cu dinţi înclinaţi; f = 5 pentru angrenajele cu dinţi înclinaţi bine rodate, μ_a - coeficientul de frecare din angrenaje (tabelul 4.46).

- pentru angrenajul conic cu dinţi curbi calculul se face la angrenajul cilindric înlocuitor cu relaţia:

$$a = 1{,}5\left[1 - \frac{\pi \mu_a f_{cr} v}{f \cos\beta}\left(\frac{1}{z_{v1}} + \frac{1}{z_{v2}}\right)\right] \qquad (4.69)$$

Tabelul 4.46.
Coeficientul de frecare din angrenajele cilindrice şi conice [15]

Materialele danturii	Prelucrarea flancurilor	Coeficientul de frecare, μ_a
Oţeluri durificate superficial	Rectificare	0,04 - 0,08
	Sevăruire	0,06 - 0,1o
	Frezare	0,09 - 0,12

4.9.2. Randamentul lagărelor η_l se calculează separat pentru fiecare lagăr:

$$\eta_l = 1 - \frac{\mu_1 \cdot R_1 \cdot d_1 \cdot \omega}{2.1o^6 \cdot P_{i1}} \qquad (4.7o)$$

unde μ_1 - coeficientul de frecare al lagărului (fig. 4.53.); R_1 - reacţiunea din lagăr în N (vezi § 4.4); d_1 - diametrul fusului, în mm, ω - viteza unghiulară a fusului în s^{-1}; P_{i1} - puterea de intrare la fusul lagărului, în Kw.

4.9.3. Randamentul datorită antrenării uleiului η_u, se calculează separat pentru fiecare roată scufundată în ulei:

$$\eta_u = 1 - \frac{P_u}{P_i} = 1 - \frac{b_i h\, v^{3/2}}{1{,}3.1o^4 P_i} \qquad (4.71)$$

unde b este lăţimea roţii dinţate scufundată în ulei, în mm; h - adîncimea de scufundare, în mm; v - viteza periferică a roţii, în m/s; P_i - puterea transmisă de roata respectivă în Kw.

4.9.4. Randamentul global al schimbătorului de viteze se determină cu relaţia:

$$\eta_t = \prod \eta_a \cdot \prod \eta_l \cdot \prod \eta_u \geq 0{,}82 \ldots 0{,}92 \qquad (4.72)$$

4.1o. Calculul termic al schimbătorului de viteze [13]

Temperatura de funcţionare a schimbătorului de viteze se determină cu relaţia:

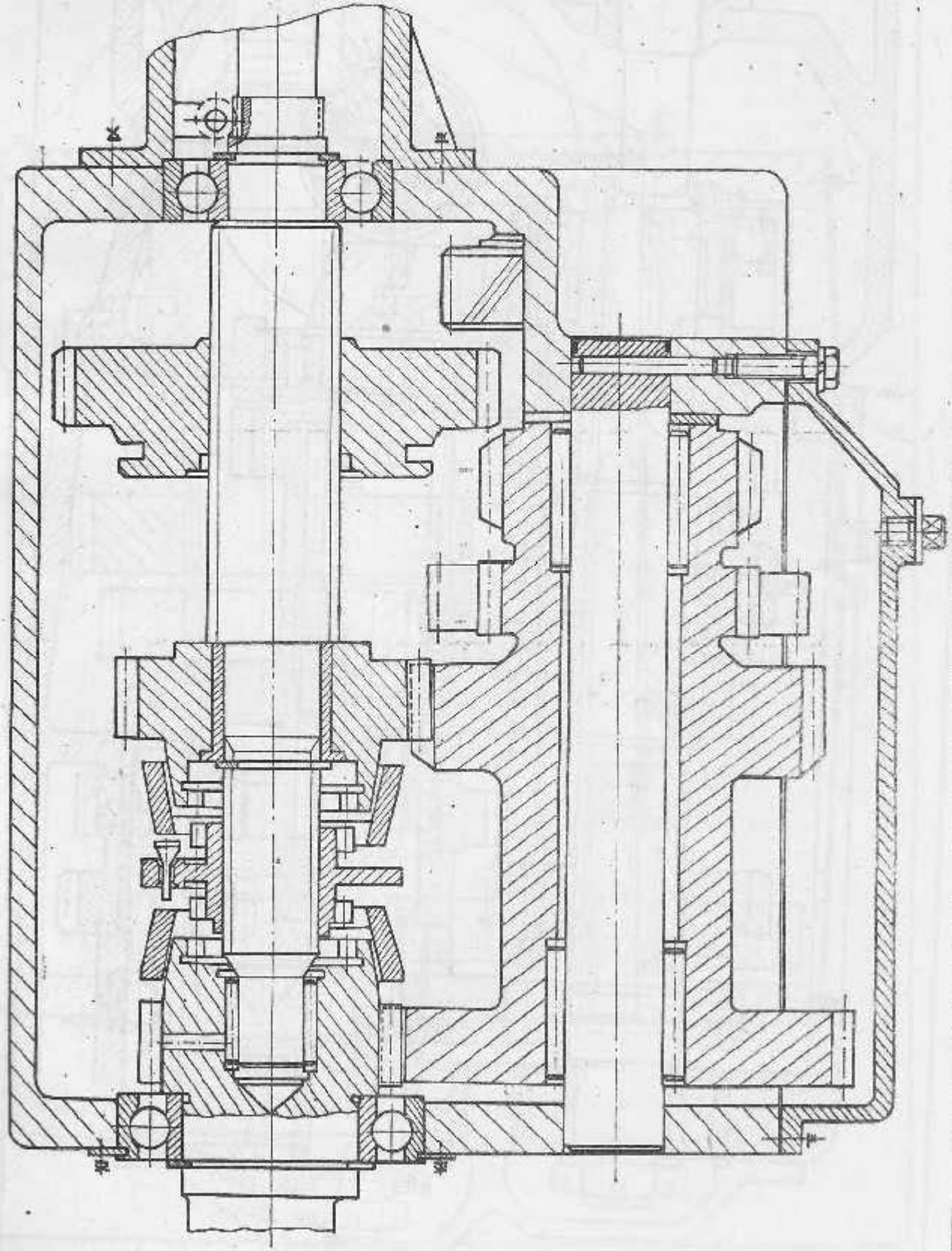
$$t_f = t_o + \frac{P_i(1-\eta_t)}{K.S} \leq t_{fa} \qquad (4.73)$$

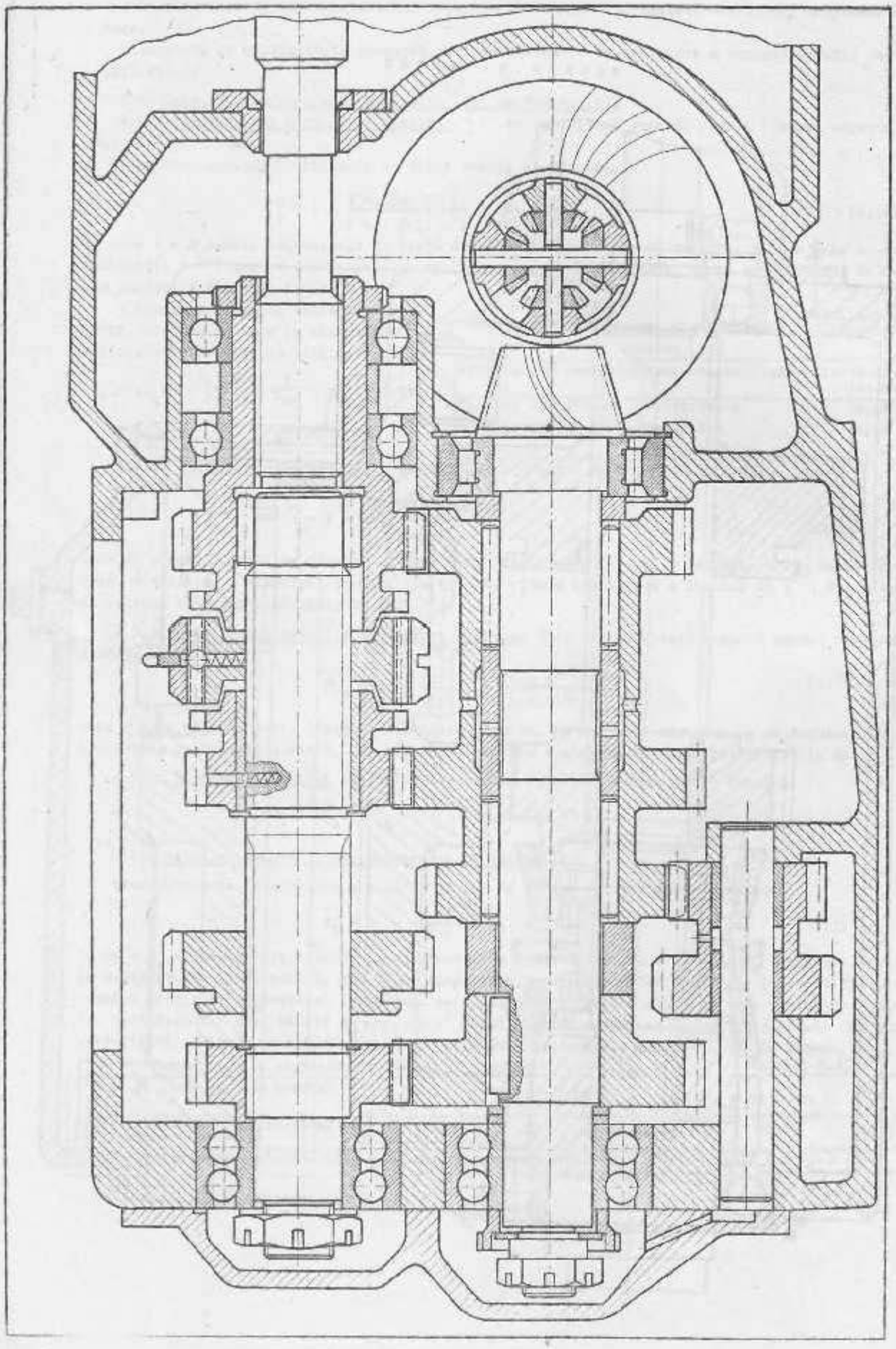
în care t_o - temperatura aerului înconjurător (de exemplu vara $t_a = 35^\circ$ C), P_i - puterea de intrare în schimbătorul de viteze, în Kw; η_t - randamentul total al cutiei de viteze (v.rel.4.72); k-coeficientul global de transmitere a căldurii prin carcasă, în Kw/(m^2.grad) cu valori conform tabelului 4.47; S - suprafaţa carcasei răcită de aer, în m^2 (dacă există nervuri se adaugă şi jumătate din suprafaţa nervurilor) ; iar t_{fa} - temperatura admisibilă de funcţionare a reductorului (în general $t_{fa} \leq 9o^\circ$C).

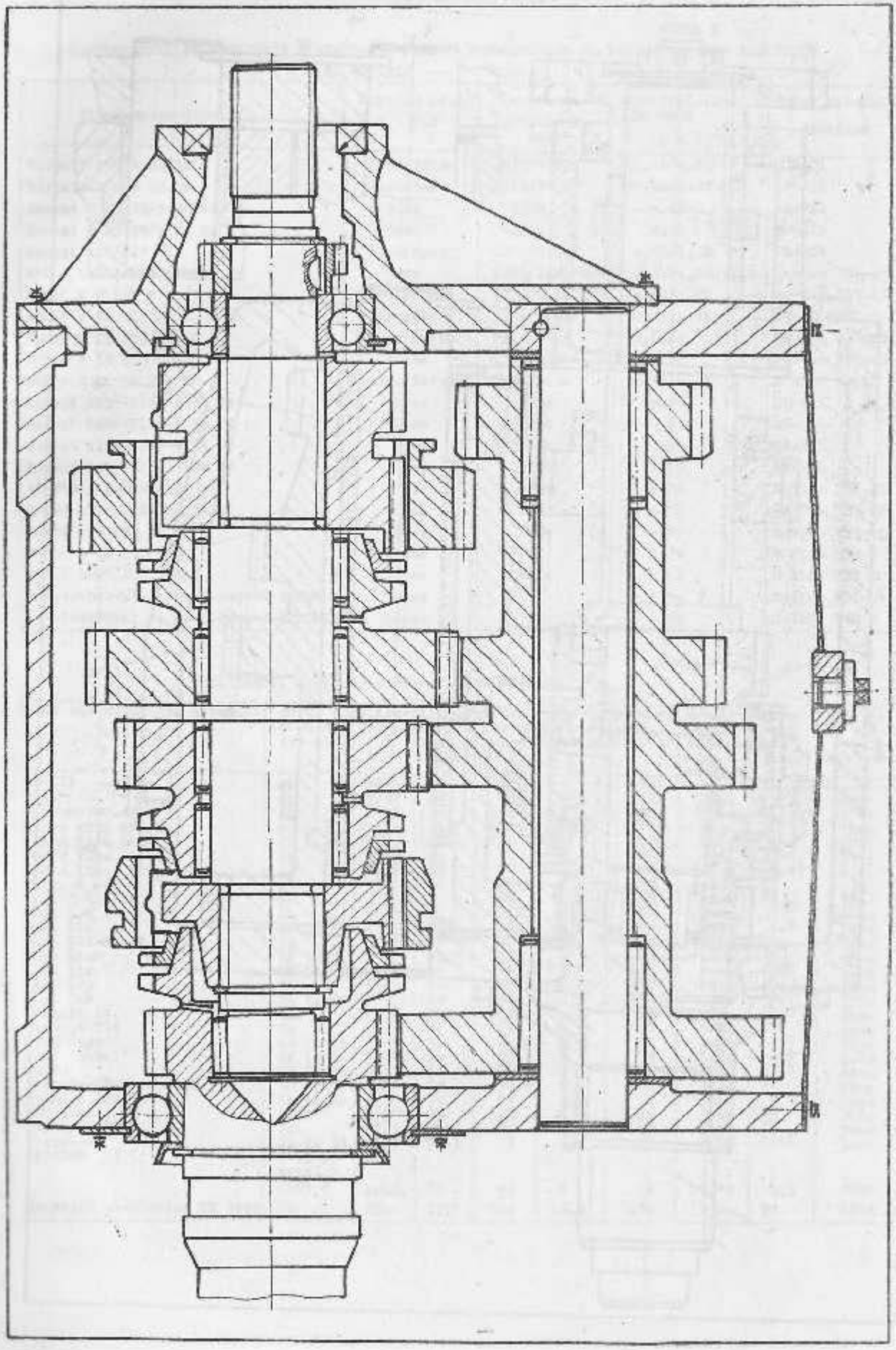
Valori pentru coeficientul global de transfer termic [15] Tabelul 4.47

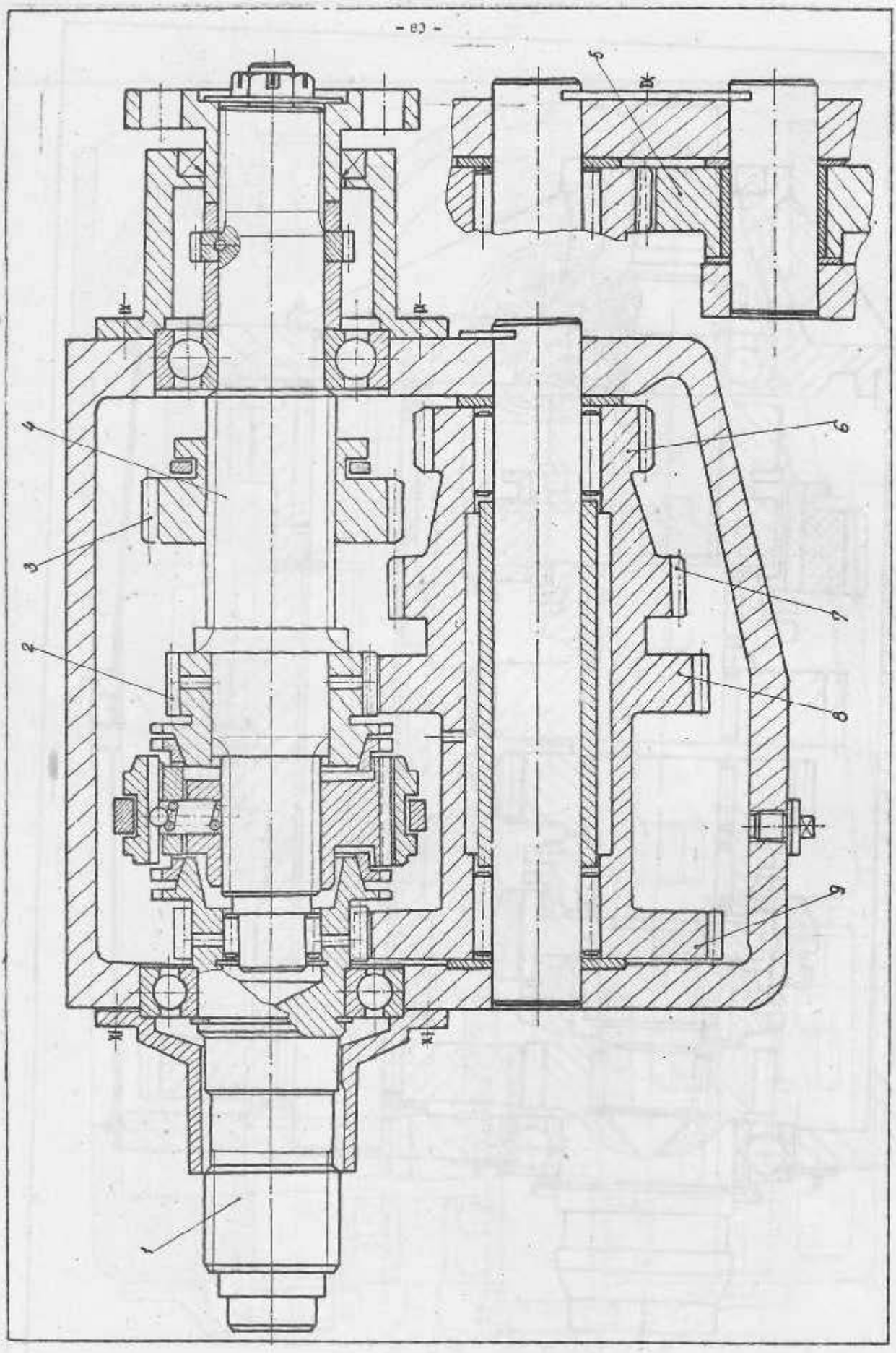
Viteza de circulaţie a aerului v_a, m/s	o	5	1o	15	2o	25
Coeficientul de transfer termic K, Kw/m^2.grad	o,o12	o,o27	o,o42	o,o6	o,o75	o,o9
Obs. Dacă carterul schimbătorului este murdar cu ulei, praf etc. k scade de la 1,5 la 3 ori						

PLANCHE HI ANNEXE








1
2
3
4
5
6
7
8
9

ANEXA 1

COEFICIENTUL DE UTILIZARE A GREUTATII PENTRU AUTOCAMIOANE SI AUTOBASCULANTE FABRICATE IN ROMANIA

Tipul autoscbilului	Sarcina utilă G_u daN	Greutatea proprie G_o daN	Coeficientul de tară $C = G_o/G_u$	Tipul motorului utilizat
Carpați 131/4 BR 1N	3000/3500	3035/3325	1,01/0,95	SR-221
Carpați 132/3 BR 2S	2000/3000	3975/3690	1,98/1,25	SR-221
Bucegi 5 BS 1N/5 BR 1L	5000	4330	0,87	SR-221
Bucegi 5 BR 2N/5 BR 2L	5000	4600	0,92	SR-211
Bucegi 114/214 M	5000/4000	4170/4750	0,83/1,18	SR-211
DAC 6.135 R	5000	4390/4430/4450	0,87/0,88/0,89	Saviem 797-05
ROMAN R 8 135 F	6650/6500	5450/5600	0,82/0,86	Saviem 797-05
ROMAN R 10 215 F	8900/8200	7100/7800	0,80/0,95	D2156 HMM8
ROMAN R 12 135 DF	11100/10900	7400/7600	0,67/0,7	Saviem 797-05
ROMAN R 12 135 DFAR	10500	7500	0,71	Saviem 797-05
ROMAN R 12 12 215 DF	10600/10400	7900/8100	0,75/0,78	S 2156 HMM8
Bucegi AB55-116B-6 BR 1S	5500	3900	0,71	SR-211
Bucegi 1ABS-116B-6 BR 1S	5000	4450	0,89	SR-211
Bucegi AB55-116B-6 BR 2S	5500	3950	0,89	SR-211
Bucegi 1ABS-116B -6BR 2S	5500	3950	0,72	SR-211
AB-55-116B-DAC 6 135 HK	5000	4400	0,88	Saviem 797-05
1 ABS-116 B-DAC 6 135 HK	5500	3950	0,72	Saviem 797-05
ROMAN R 8 135 HK	6500	5650	0,87	Saviem 797-05
ROMAN R 12 215 DFK	10500	7700	0,74	D 2156 HMM 8
ROMAN R 19 215 DFK	16500	10000	0,62	D 2156 HMM 8
Autotractorul cu semiremorcă 8ATM1	8500	11044	1,30	Saviem 797-05
Autotractorul cu semiremorcă 12ATM1	16000	13700	0,86	S 2156 HMM 8

ANEXA 2

PARAMETRII CARACTERISTICI AI UNOR MOTOARE

Tipul motorului sau automobilului	Nr.și dispoziția cil.	Cilindreea cm^3	Diametrul cil. mm	Cursa pistonului mm	Raportul de compresie	Puterea max. CP(DIN)	Turația la puterea max. rot/min	Moment max. daNm	Turația la mom. max. rot/min
SR-211	8V	5024	97	85	7,2	140	3600	34	1900-2000
M-2o7	4L	2512	97	85	7,2	76	3800	17	2000
SAVIEM 797-05	6L	5491	102	112	17,5	135	2800	37	1700
MAN-D 2156 HMM 8	6L la 40	10350	121	150	17	215	2200	76	1400
MAN-D 2156 HM6U	6L la 90	10350	121	150	17	192	2100	72	1300
DACIA 1300	4L	1289	73	77	8,5	54	5250	9,6	2000
Dacia 1100	4L	1108	70	72	8,5	44,5	4900	8,45	2500
Volga M -24	4L	2445	92	92	8,2	98	4500o	19	2400
GAZ-13 Ciaica	8V	5530	100	88	8,5	195	4400	42	2200
Fiat 128	4L	1116	80	55,5	8,8	55	6000	7,9	3000
Fiat 124	4L	1197	73	71,5	8,8	60	5600	8,9	3400
Fiat 124-Sport	4L	1608	80	80	9,8	110	6400	14	3800
Fiat Dino	6V 1a65	2418	92,5	60	9	180	6600	22	4600
Fiat 130	6V la 60	3235	102	66	9	165	5600	22,5	3400
Fiat 125	4L	1608	80	80	8,8	100	6200	13,3	4000
Fiat 308	6L la 90	9819	122	140	16,7	190	2500	67	1250
Renault 16	4L	1565	77	84	8,6	71	5000	11,6	3000
Peugeot 504	4L	1798	84	81	8,35	97	5600	14	3000
Ford"Capri"	4L la 60	1498	90	58,8	9	65	5000	11,7	2500
Ford "Capri"	6V la 60	1998	84	60,2	9	90	5000	15,8	3000
Matra	4V la 60	1699	90	66,8	9	73	4800	13,5	2800
Mercedes-Benz 250 SE	6L	2496	82	78,8	9,5	150	5500	22	4200
Peugeot 204	4L la 20	1130	75	64	8,8	53	5800	8	3000
BMW 1800	4L	1766	89	71	8,6	90	5250	14	3000
BMW 2000 TI	4L	1990	89	90	9,3	120	5500	17	3600
Chrysler	4L la 15	1639	83,4	75	9,3	80	5600	12,5	3000
Citroën DS	4 la 90 supg 2 cite 2	1015	74	59	9	56	6500	7,2	3500
Mercedes 0302(motor CM 360)	6L	8720	115	140	16,8	170	2200	59	1500

ANEXA 3

Recomandări pentru alegerea duratelor de funcţionare pe trepte q, în cutiile de viteze ale autovehiculelor, în % din timpul total de funcţionare [23]

Numărul treptelor de viteze	Viteza	Autoturisme		Camioane		Autobuze		
		Mici	Obişnuite	Obişnuite	Autotrenuri	Urbane	Interurbane	Autocamioane de mare tonaj
3 trepte	1	1	1					
	2	22	22	-	-	-	-	-
	3(i = 1)	69	77					
4 trepte	1	o,5	o,5	1	5	1	1	5
	2	3	2	3	15	5	3	35
	3	2o	1o,5	21	55	25	21	4o
	4(i = 1)	76,5	87	75	25	69	75	2o
4 trepte (cu supraprisă)	1	1	o,5	1	-	1	1	-
	2	8	3	4		8	4	
	3(i = 1)	23	2o	35		4o	35	
	4	68	76,5	6o		51	6o	
5 trepte	1		o,5	1	3	1	1	3
	2		2	3	12	4	3	15
	3	-	4	5	3o	1o	5	25
	4		18,5	16	4o	2o	16	4o
	5(i = 1)		75	75	15	65	75	17
5 trepte (cu supraprisă)	1		o,5	1	-	1	1	-
	2		2	3		4	3	
	3		15	12		15	12	
	4(i = 1)		57,5	64		6o	64	
	5		25	2o		2o	2o	
6 trepte	1			1	3	1	1	3
	2			2	5	3	2	1o
	3	-	-	4	2o	6	4	2o
	4			8	4o	15	8	3o
	5			15	2o	15	15	25
	6			7o	12	6o	7o	12
6 trepte (cu supraprisă)	1			1	-	1	1	-
	2	-	-	2		3	2	
	3			4		6	4	
	4			8		15	8	
	5(i = 1)			7o		6o	7o	
	6			15		15	15	
8 trepte (cu supraprisă)	1			o,5	-		o,5	3
	2			1			1	1o
	3	-	-	3		-	3	15
	4			5,5			5,5	25
	5			1o			1o	25
	6			15			15	1o
	7(i = 1)			45			45	7
	8			2o			2o	5

ANEXA 4

Caracteristicile tehnice ale cutiilor de viteze ce echipează autoturismele DACIA [21]

Autoturismele Dacia sînt echipate cu două tipuri de cutii de viteze:

- cutie de viteze tip 352,cu patru trepte de mers înainte sincronizate(sincronizatoarele vitezelor 1 şi 2 de tip Renault şi sincronizatoarele vitezelor 3 şi 4 tip Borg-Warner,iar începînd cu 1985 toate sincronizatoarele sînt de tip Borg-Warner) şi o treaptă de mers înapoi nesincronizată;

- cutia de viteze tip 365, cu cinci trepte de mers înainte ,sincronizate şi o treaptă de mers înapoi nesincronizată. Cutia înglobează şi diferenţialul.

Tipul cutiei de viteze	Indice	Număr de dinţi	Raport de transmisie	Cuplul conic	Cuplul kilometraj	Observaţii
352	o o	vit.a 1-a 47 x 13	3,61 : 1	9 x 34	6 x 13	
		vit.a 2-a 43 x 19	2,26 : 1			
	o 1	vit.a 3-a 37 x 25	1,48 : 1	8 x 36	6 x 14	Ax comandă ∅ 13
	o 2	vit.a 4-a 32 x 31	1,03 : 1	9 x 34	6 x 13	
		M.I 40 x 13	3,07 : 1			
352	o 7	vit.a 1-a 47 x 13	3,61 : 1	9 x 34	6 x 13	Ax comandă ∅ 15+modul mărit pentru treapta a 4-a
		vit.a 2-a 43 x 19	2,26 : 1			
		vit.a 3-a 37 x 25	1,48 : 1			
	o 8	vit.a 4-a 29 x 28	1,03 : 1	8 x 33	6 x 14	
		M.I. 40 x 13	1,47 : 1			
	1 3	vit.a 1-a 42 x 11	3,8 : 1	9 x 34	6 x 13	Ax comandă ∅ 15 modul mărit pentru treapta a 4-a
		vit.a 2-a 38 x 17	2,23 : 1			
		vit.a 3-a 34 x 23	1,47 : 1			
	1 7	vit.a 4-a 33 x 34	0,97 : 1	8 x 33	6 x 14	
		M.I. 40 x 13	3,07 : 1			
	Capacitatea carterului de ulei 2 litri, ulei utilizat T 8e-EP2					
365	2 o pentru comandă laterală	vit.a 1-a 42 x 11	3,81 : 1	9 x 34	6 x 13	—
		vit.a 2-a 38 x 17	2,23 : 1			
		vit.a 3-a 34 x 23	1,47 : 1			
		vit.a 4-a 33 x 34	0,97 : 1			
		vit.a 5-a 31 x 36	0,86 : 1			
		M.C. 40 x 13	3,07 : 1			
	Capacitatea carterului de ulei 2,5 litri, ulei utilizat T 8e -EP2					

BIBLIOGRAFIE

1. Constantinescu M.,ş.a. Automobile şi tractoare. Manual pentru licee de specialitate(anii IV şi V) şi şcoli de maiştri. Ed.did.şi ped. Bucureşti,1974.
2. Prăţilă Gh. - Calculul şi construcţia automobilelor- Ed. did.şi ped.,Bucureşti,1977.
3. Prăţilă Gh. - Calculul şi construcţia automobilelor- Schimbătorul de viteze-I.P.Bucureşti, Litografiat 1974.
4. Prăţilă Gh.,ş.a. - Calculul şi construcţia automobilelor- Ed.tehnică, Bucureşti,1982.
5. Năstăsoiu N.,ş.a. - Tractoare . Ed.did.şi ped.Bucureşti,1983.
6. Negrea C., Pavelescu T. - Arbreiajul şi cutia de viteze. Ed. Tehnic,Bucureşti,1986.
7. Patinou Gh.,ş.a. - Automobile , Ed.did.şi ped., Bucureşti,1980.
8. Rădulescu V.,ş.a. Automobilul, Ed.tehnică,Bucureşti,1968.
9. Cristescu D.,ş.a. - Automobilul. Construcţie. Funcţionare.Depanare. Ed.tehnică,Bucureşti,1986.
10. Ivanovenko,F.K - Dinamika metallurghicheskix mașin, Moskva,Metallurghiia,1983.
11. Tintevici I.S. ş.a. Transmisii avtomobilei Minsk"Nauka i tehnika",1979.
12. Drăghici,I.ş.a. - Indrumar de proiectare în construcţia de maşini, vol.II - Ed.tehnică, Bucureşti 1982.
13. Rădulescu,Ch.,ş.a. - Indrumar de proiectare în construcţia de maşini, vol.III.Ed.tehnică, Bucureşti,1986.
14. Gafiţanu M.,ş.a. - Organe de maşini (vol.I şi II), Ed.tehnică, Bucureşti,1981,1983.
15. x x x - Colecţia de standarde pentru organe de maşini, Ed.tehnică,Bucureşti,1983-1986.
16. Guja N - Angrenaje conice şi hipoide - Ed.tehnică,Bucureşti,1990.
17. Bircan V., Jăgoanu M. - Angrenaje cilindrice (în manuscris)
18. Florea V.,ş.a. - Bazele proiectării în construcţia de maşini , Institutul de învăţămînt superior Sibiu, Litografiat,1988.
19. Demşa ş.a. - Indrumător pentru utilizarea fontelor, oţelurilor şi aliajelor neferoase. Ed.tehnică, Bucureşti,1985.
20. x x x Alegerea oţelurilor pentru construcţii mecanice - Institutul de cercetări metalurgice, Bucureşti,1973.
21. Mandiru C. - Autoturisme Dacia. Diagnosticare, întreţinere, reparare. Ed.tehnică,Bucureşti,1990.
22. Pavelescu ş.a. Organe de maşini (vol.I), Ed.did.şi ped.,Bucureşti,1985.
23. Drăghici I.,ş.a. - Indrumar de proiectare în construcţia de maşini. Ed.tehnică,Bucureşti,1981.